

TUGAS AKHIR - TM 141585

UJI KAJI ALAT PRAKTIKUM COMPACT HEAT EXCHANGER TIPE TUBE WAVY FIN

Ridho Rayendra
NRP 2111 100 023

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR – TM141585

**UJI KAJI ALAT PRAKTIKUM COMPACT HEAT
EXCHANGER TIPE TUBE WAVY FIN**

RIDHO RAYENDRA
NRP. 2111100023

Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**TEST EQUIPMENT REVIEW OF PRACTICUM
COMPACT TUBE HEAT EXCHANGER FIN WAVY
TYPE**

RIDHO RAYENDRA
NRP. 2111100023

Advisory Lecturer
Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

UJI KAJI ALAT PRAKTIKUM COMPACT HEAT EXCHANGER TUBE TIPE WAVY FIN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RIDHO RAYENDRA

NRP. 2111 00 023

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.
(NIP. 197105241997021001) (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Eng Prabowo, M. Eng.
(NIP. 196505051990031005) (Penguji I)
3. Bambang Arip D., ST, M.Eng, PhD.
(NIP. 197804012002121001) (Penguji II)
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT
(NIP. 197104051997021001) (Penguji III)

SURABAYA
Januari, 2017

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr.Wb.

Puji dan syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, Tuhan Maha Pengasih Maha Penyayang, karena atas segala nikmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Shalawat dan salam penulis ucapkan kepada Nabi Muhammad SAW yang membawa cahaya keimanan dan agama Islam sebagai pedoman kehidupan untuk selalu bertaqwa dan beriman kepada Allah SWT.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan kali ini penulis ingin mengucapkan terimakasih sebesar-besarnya kepada :

1. Orang tua tersayang, H. Fauzi dan Hj. Irfiana yang telah membesarkan penulis dengan kasih sayangnya, yang tak pernah bosan memberikan motivasi kepada penulis agar segera menyelesaikan perkuliahannya, juga tak pernah berhenti dalam berusaha dan mendoakan penulis hingga mampu menyelesaikan perkuliahan ini pada akhirnya.
2. Adik saya tercinta, Dwindi Rizky Amalia S.Psi yang selalu menemani, mendukung dan mendoakan penulis di setiap kesempatanya.
3. Ary Bachtiar K. P, ST, MT, PhD, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan ilmu pengetahuan yang begitu besar kepada penulis hingga mampu terselesaikannya Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT, Bambang Arip D, ST, M.Sc, Ph.D, dan Prof. Dr. Eng Prabowo, M.Eng., sebagai dosen penguji tugas akhir sekaligus reviewer pomits yang telah memberikan kritik dan saran terhadap penulis dan memberikan pembelajaran kepada penulis
5. Bobby Oedy Pramodyo S., Ir., M.Sc., Ph.D., sebagai dosen wali yang telah penulis anggap sebagai orangtua

kedua selama perkuliahan di Teknik Mesin ITS. Terimakasih atas bimbingan dan kasih sayangnya selama ini.

6. Anissa Fitri Indira Rifani S.Sos yang telah mendoakan, mewarnai dan mendukung kehidupan penulis selama ini dengan kasih sayangnya.
7. Segenap dosen Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah mencurahkan segala tenaga dan pikiran serta pengalaman dalam mendidik penulis dalam bidang keteknikan maupun ilmu tentang kehidupan selama penulis menempuh pendidikan sarjana di Teknik Mesin ITS
8. Seluruh keluarga besar penulis yang tak henti mendukung, menyemangati, dan mendoakan penulis selama perkuliahan
9. Seluruh keluarga besar Mesin ITS yang telah menemani penulis dari POROS hingga penulis dapat menyelesaikan perkuliahan.
10. FC Marina 51, Raymond, Mbeng, Fuad, yang sudah banyak membantu kelancaran proses Tugas akhir ini terima kasih.
11. Keluarga Lab.Perpindahan Panas yang selalu membantu dan menghibur penulis selama mengerjakan tugas akhir di lab. Semoga kesuksesan selalu menyertai kita.
12. Seluruh pihak civitas akademika Teknik Mesin FTI ITS dan Sarekat Merah Rakyat Mesin

Penulis berharap agar tugas akhir ini bermanfaat untuk pembaca dan perkembangan ilmu pengetahuan ke depannya.

Wassalamualaikum Wr.Wb

Surabaya, 24 Januari 2017

Penulis

UJI KAJI ALAT PRAKTIKUM COMPACT HEAT EXCHANGER TUBE TIPE WAVY FIN

Nama Mahasiswa : Ridho Rayendra
NRP : 2111100023
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ari Bachtiar K.P., ST, MT, PhD

Abstrak

Dewasa ini heat exchanger type compact sering digunakan di dunia industri karena memiliki banyak keuntungan yang dimilikinya, antara lain adalah konstruksinya sederhana dan kokoh, biaya yang relatif murah, kemampuannya bekerja pada tekanan dan temperatur yang tinggi juga tidak membutuhkan tempat yang luas. Objek pengamatan pada praktikum tersebut adalah compact heat exchanger. Jurusan Teknik Mesin ITS telah memiliki alat uji Compact heat exchanger produksi PT. Guntner Indonesia, namun sudah lama tidak digunakan. Studi eksperimen kali ini ingin membangun kembali alat tersebut agar dapat digunakan dalam praktikum selanjutnya. Rangkaian uji performa dari compact heat exchanger tersebut membutuhkan tahap persiapan alat uji, kelayakan alat uji, tahap pengambilan data dan pengolahan data.

Penelitian ini mengkaji pengujian compact heat exchanger dengan tipe tube and wavy fin. Perancangan test rig meliputi wind tunnel sebagai chanel untuk mengalirkan udara dan udara yang masuk wind tunnel ini akan diarahkan terlebih dahulu melalui flow straightener agar didapatkan aliran udara yang uniform. Heat exchanger dioperasikan dengan fluida oli panas yang dialirkan melalui tubes dengan variasi kecepatan aliran debit oli yaitu 13 lpm, 15.5 lpm dan

20 lpm dan fluida dingin udara yang dialirkan oleh electrical fan, variasi kecepatan aliran udara yaitu 3.6 m/s, 2.8 m/s dan 1.5 m/s kecepatan maksimum exhaust fan. Kecepatan udara yang mengalir diukur menggunakan flowmeter. Untuk pengukuran temperatur pada fluida panas, fluida dingin dan temperatur fin akan digunakan thermocouple pada tube sebanyak 9 titik yang terhubung ke akuisisi data yakni Arduino Uno.

Dari hasil penelitian ini didapatkan sebuah perangkat praktikum compact heat exchanger menggunakan sistem data akuisisi arduino dengan termokopel tipe K sejumlah 9 buah sebagai sensor suhu. Hasil pengujian heat exchanger didapatkan besar perbedaan laju perpindahan panas antara aliran fluida panas dan dingin tidak lebih dari 10%, nilai perpindahan panas terbesar pada variasi debit oli 20 liter/menit dengan kecepatan udara 3.6 m/s yaitu sebesar 5088.08 W, nilai overall heat transfer coefficient terbesar pada variasi debit oli 20 liter/menit dengan kecepatan udara 3.6 m/s yaitu sebesar 185.74 W/K, nilai pressure drop terbesar aliran udara pada variasi debit oli 20 Liter/menit dan kecepatan udara 3.6 m/s yaitu sebesar 40 Pa.

Kata kunci : Penukar Panas Compact, Laju Perpindahan Panas, Uji Performansi, Compact, Test Rig

TEST EQUIPMENT REVIEW OF PRACTICUM COMPACT TUBE HEAT EXCHANGER FIN WAVY TYPE

Name : Ridho Rayendra
NRP : 2111100023
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Ari Bachtiar K.P., ST, MT, PhD

Abstract

Nowadays compact heat exchangers are often used in many industries because it has many advantages, among others, is simply and sturdy construction, a relatively low cost, ability to work at high pressures and high temperatures also do not need a large place. The object of observation is a compact heat exchanger. Department of Mechanical Engineering ITS has already own the Compact heat exchanger production of PT. Guntner Indonesia, but has not been used lately. Experimental studies this time to rebuild the tool to be used for the next research. The series of performance test of compact heat exchanger requires the preparation phase test equipment, test equipment feasibility, stage of data collection and data processing.

This study examines the testing of compact heat exchanger with wavy fin and tube type. The design of wind tunnel test rig includes a channel for air flow and air entering the wind tunnel will be routed first through a flow straightener in order to obtain uniform air flow. Heat exchanger operated with fluid hot oil flowed through the tubes with a variation of the flow rate of discharge of oil at 13 lpm, 15.5 lpm and 20 lpm and cold fluid air delivered by electrical fan, variations in air flow rate is 1.5 m / s, 2.8 m /

s and 3.6 m / s the maximum speed exhaust fan. Free flowing air was measured using a flowmeter. For the measurement of the temperature on the hot fluid, cold fluid and fin temperature at the thermocouple tube to be used as much as 9 points that are connected to the data acquisition Arduino Uno.

From the results of this study found a practical device compact heat exchanger using arduino data acquisition system with a K type thermocouple as a temperature sensor input digital of 9 pieces. The test results obtained heat exchanger large differences in rates of heat transfer between hot and cold fluid flow is not more than 10%, the largest value of heat transfer on the variation of discharge of oil 20 liters / min with air velocity of 3.6 m / s is equal to 5088.08 W, the value of overall the heat transfer coefficient on the variation of the oil flow of 20 liters / minute air velocity of 3.6 m / s in the amount of 185.74 W / K, the value of the largest pressure drop air flow in the variation of the oil discharge 20 liters / min and air speed of 3.6 m / s that is equal to 40 Pa.

Keywords: Compact heat exchangers, heat transfer rate, Test Performance, Compact, Test Rig

DAFTAR ISI

	Hal
LEMBAR JUDUL.....	i
ABSTRAK.....	ii
ABSTRACT.....	iv
DAFTAR ISI.....	vi
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR TABEL.....	x
DAFTAR SIMBOL.....	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori.....	4
2.1.1 <i>Compact Heat Exchanger</i>	4
2.1.2 Tinjauan termodinamika dan perpindahan panas.....	5
2.1.3 Aliran melalui <i>single tube</i>	6
2.1.4 Aliran melalui multi <i>tube</i>	7
2.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	8
2.2.1 Perpindahan panas aliran sisi dalam <i>tube</i>	10
2.2.2 Perpindahan panas aliran sisi luar <i>tube</i>	10
2.3 Penurunan Tekanan (<i>Pressure Drop</i>) pada Sisi Udara..	11
2.4 Uji performansi.....	12
2.4.1 Analisa Penukar Panas dengan Metode <i>Number Transfer Unit</i>	17
2.4.2 Perhitungan Geometri pada <i>Tube fin</i> <i>Compact Heat Exchanger</i>	18
2.5 Akuisisi Data.....	20
2.6 Penelitian Terdahulu.....	21

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Variabel Penelitian.....	24
3.2 Flowchart Penelitian.....	25
3.3 Uji Kebocoran.....	26
3.4 Kalibrasi Termokopel.....	26
3.5 Instalasi Peralatan.....	26
3.6 Peralatan Penelitian.....	28
3.7 Flowchart Perhitungan dengan Metode LMTD.....	37
3.8 Flowchart Perhitungan NTU.....	39
3.8 Tahap Pengambilan Data.....	41

BAB IV METODOLOGI PENELITIAN

4.1 Data Hasil Pengujian.....	44
4.2 Contoh Perhitungan.....	44
4.3 Analisa Hasil Pengujian.....	54
4.3.1 Analisa Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Udara.....	54
4.3.2 Analisa Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Oli.....	55
4.3.3 Analisa Besar Perpindahan Panas Setiap Variasi.....	56
4.3.4 Analisa <i>Overall Heat Transfer</i>	57
4.3.5 Analisa Perbandingan Nilai <i>Pressure</i> <i>Drop</i> Perhitungan dengan Pengujian pada Aliran Udara.....	58
4.3.6 Analisa Pengaruh Koefisien Konveksi Udara pada Setiap Variasi	59

BAB V METODOLOGI PENELITIAN

5.1 Kesimpulan.....	61
5.2 Saran.....	61

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 1.1 <i>Compact heat exchanger</i> produksi PT. Guntner Indonesia.....	2
Gambar 2.1 Tipe <i>compact heat exchanger tube</i> <i>continuous wavy fin</i>	4
Gambar 2.2 Pola aliran melalui <i>single tube Inviscid flow</i>	6
Gambar 2.3 Susunan <i>tube</i> tipe <i>staggered</i>	7
Gambar 2.4 Konveksi aliran melalui pelat datar.....	8
Gambar 2.5 Skema perpindahan panas konveksi.....	9
Gambar 2.6 Distribusi temperature untuk arah aliran <i>counter</i>	13
Gambar 2.7 <i>Correction factor</i> untuk <i>cross flow heat</i> <i>exchanger</i>	16
Gambar 2.8 Tipe <i>compact heat exchanger circular tube</i> <i>continuous fin</i>	18
Gambar 2.9 Diagram proses akuisisi data.....	20
Gambar 2.10 Pengaruh Re_{DC} udara terhadap effectiveness fin.....	21
Gambar 2.11 Pengaruh debit air.....	23
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> penelitian	24
Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> penelitian	25
Gambar 3.3 Posisi <i>thermocouple</i> pada model uji	27
Gambar 3.4 Skema alat percobaan	27
Gambar 3.5 <i>Wind Tunnel</i>	30
Gambar 3.6 Kipas Elektrik	31
Gambar 3.7 Arduino Uno dan KTA-259.....	32
Gambar 3.8 <i>Thermocouple</i> Tipe K	32
Gambar 3.9 <i>Dwyer Pressure Gauge</i>	33
Gambar 3.10 Anemometer Digital	33

Gambar 3.11 Flowmeter Oli.....	34
Gambar 3.12 Pompa Oli.....	35
Gambar 3.13 <i>Thermostat</i>	36
Gambar 3.14 <i>Flowchart</i> perhitungan dengan metode <i>LMTD</i>	38
Gambar 3.15 <i>Flowchart</i> perhitungan dengan metode NTU.....	40
Gambar 3.16 <i>Control Box</i>	41
Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Udara.....	54
Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Oli.....	55
Gambar 4.3 Grafik Besar Perpindahan Panas Setiap Variasi.....	56
Gambar 4.4 Grafik <i>Overall Heat Transfer</i> pada Setiap Variasi.....	57
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Pressure Drop Perhitungan dengan Pengujian pada Aliran Udara.....	58
Gambar 4.6 Grafik <i>Effectiveness</i> Sebagai fungsi NTU dan <i>Capacity Ratio</i>	59

DAFTAR TABEL

	Hal
Tabel 3.1 Dimensi <i>Compact Heat Exchangers</i>	24
Tabel 3.2 Tabel Variasi Percobaan.....	42
Tabel 4.1 Data Percobaan	44
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan	53

DAFTAR SIMBOL

A	= Luas perpindahan panas total
A_b	= Luas base (<i>Tube</i>)
A_{ff}	= Luas <i>free flow</i>
A_{fr}	= Luas <i>frontal</i>
A_i	= Luas perpindahan panas bagian dalam <i>tube</i>
A_t	= Luas total perpindahan panas
c_p	= Panas spesifik
D	= Diameter <i>tube</i>
F	= <i>Correction factor</i>
f	= Koefisien gesek
G	= Laju aliran massa berdasar <i>minimum free flow</i>
h	= Koefisien perpindahan panas konveksi
JH	= <i>Heat transfer factor</i>
\dot{m}	= Laju alir massa
S_L	= <i>Longitudinal tube pitch</i>
S_T	= <i>Transversal tube pitch</i>
Nu	= <i>Nusselt number</i>
P	= Tekanan
ΔP	= <i>Pressure drop</i>
Q	= Debit
q	= Laju perpindahan panas
Re	= <i>Reynold number</i>
T	= Temperatur
ΔT_{LMTD}	= Beda temperature rata – rata logaritmik
U	= Koefisien perpindahan panas menyeluruh
V	= Kecepatan
η_o	= <i>Outside overall surface efficiency</i>
ε	= Efektivitas
μ	= Viskositas dinamik
ρ	= Densitas
σ	= Rasio luasan <i>free flow</i> per luasan <i>frontal</i>
α	= Rasio luasan perpindahan panas / total <i>volume</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring perkembangan dalam bidang teknologi, mendorong banyaknya kebutuhan suatu alat memindahkan sejumlah energi panas dari sistem ke lingkungannya atau dengan memanfaatkan bagian-bagian yang berbeda di dalam sistem. *Heat Exchanger* adalah peralatan yang digunakan untuk melakukan proses pertukaran kalor antara dua fluida, baik cair maupun gas, dimana fluida ini masing-masing memiliki temperatur yang berbeda. Dewasa ini *heat exchanger* sering digunakan di dunia industri karena memiliki banyak keuntungan yang dimilikinya, antara lain adalah konstruksinya sederhana dan kokoh, biaya yang relatif murah, kemampuannya bekerja pada tekanan dan temperatur yang tinggi juga tidak membutuhkan tempat yang luas.

Pada laboratorium Termodinamika dan perpindahan panas jurusan Teknik Mesin ITS telah memiliki alat uji *compact heat exchanger* produksi PT. Guntner Indonesia yang sudah lama tidak digunakan. Salah satu latar belakang dari tugas akhir ini adalah kembali menggunakan alat uji tersebut dengan objek yang berbeda. Dalam penggunaannya, uji performa sangat dibutuhkan untuk mengetahui besar efektifitas, laju perpindahan panas, dan koefisien perpindahan panas dari *compact heat exchanger*. Efektifitas *compact heat exchanger* dapat diketahui dengan menghitung besar perpindahan panas secara aktual dibandingkan dengan besar perpindahan panas secara teori. Rangkaian uji performa dari *compact heat exchanger* tersebut membutuhkan tahap persiapan alat uji, kelayakan alat uji, tahap pengambilan data, dan pengolahan data.

Tugas akhir ini akan membahas mengenai uji kaji performa (*test rig*) untuk *compact heat exchanger* produksi PT. Guntner Indonesia dengan tipe GCO F/03/10/06.0/00500/ACS. Performas unjuk kerja aktual dari *compact heat exchanger* tersebut dianalisis dengan standar nasional Indonesia (SNI 09-0605-1989).

Compact heat exchanger tersebut diharapkan dapat berfungsi sebagai alat penunjang praktikum dan perkuliahan yang berhubungan dengan bidang perpindahan panas dan massa.



Gambar 1.1 *Compact heat exchanger* produksi PT. Guntner Indonesia

1.2 Rumusan masalah

Dari uraian latar belakang di atas dengan maksud menguji performansi dari *Compact Heat Exchanger* yang optimal, maka permasalahan yang dikaji adalah sebagai berikut.

1. Karakteristik perpindahan panas dalam bentuk laju perpindahan panas, efisiensi overall, pressure drop beserta koefisien perpindahan panas.
2. Perbandingan antara performa yang didapatkan secara aktual dengan hasil teori melalui pembahasan.

1.3 Batasan Masalah

Tugas akhir ini dilakukan dengan beberapa batasan masalah antara lain :

1. Aliran udara tunak (*steady state*).
2. Temperatur lingkungan dianggap konstan.

3. Fluida kerja dalam hal ini oli tidak mengalami perubahan fase.
4. Panas yang hilang pada setiap sisi tube diabaikan.
5. Efek radiasi diabaikan.
6. Analisis hanya ditinjau pada konveksi dari permukaan pembuluh.

1.4 Tujuan Penelitian.

Terkait dengan latar belakang dan rumusan masalah diatas, maka tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui unjuk kerja *compact heat exchanger* tipe *wavy fin* dalam melepas panas, mealui uji eksperimental dalam terowongan subsonik.

1.5 Manfaat Penelitian.

Manfaat dari tugas akhir ini adalah:

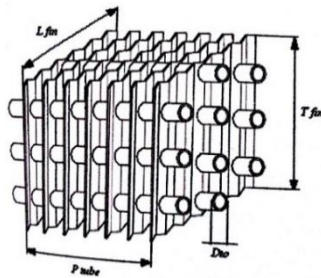
1. Memberikan pengetahuan baru yang berguna dalam ilmu perpindahan panas, khususnya mengenai karakteristik perpindahan panas, penurunan tekanan dan unjuk kerja termal dari *compact heat exchanger*
2. Alat mampu dikembangkan untuk penelitian-penelitian selanjutnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 *Compact Heat Exchanger*

Compact Heat exchanger merupakan sebuah alat penukar panas yang digunakan secara luas di dunia industri, karena kemampuan memindahkan panas dari satu fluida ke fluida lain yang sangat besar secara efisien. Media yang umumnya digunakan adalah fluida cair maupun gas, dimana pada prosesnya, perpindahan panas ada yang tercampur ataupun terpisah oleh permukaan yang *solid*. Berdasarkan arah alirannya, heat exchanger dapat dibedakan menjadi 3 jenis, yaitu; *parallel flow*, *counter flow* dan *cross flow*. Pada studi eksperimen ini menggunakan *compact heat exchanger* tipe *wavy fin* dengan aliran tipe *cross flow* seperti pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Tipe *compact heat exchanger tube* dengan *continuous wavy fin*

Heat Exchanger memiliki konsep untuk mengalirkan fluida panas dalam *tube-tube*, lalu didinginkan oleh udara yang dihembuskan oleh *fan*. Udara yang mengalir melalui *fin* menerima panas dari *fin* karena adanya perbedaan temperatur. Fluida panas yang melepas panas mengalir keluar dari *tube* menjadi lebih dingin

dan udara yang menerima panas mengalir keluar *heat exchanger* menjadi lebih panas.

Faktor yang mempengaruhi perpindahan panas adalah:

1) Perbedaan temperatur: Semakin besar selisih temperatur akan semakin cepat perpindahan panasnya.

2) *Thermal Conductivity*: Setiap benda mempunyai thermal conductivity sendiri-sendiri, yaitu angka yang menunjukkan kemampuan perambatan panas. Misalnya: logam mempunyai *thermal conductivity* yang lebih baik dari pada kayu.

3) Luas permukaan kontak: Luas permukaan mempengaruhi jumlah panas yang dapat dipindahkan oleh suatu benda, semakin luas permukaan akan semakin banyak terjadi perpindahan panas.

4) Kecepatan aliran suatu fluida: Semakin tinggi kecepatan aliran fluida akan semakin menaikkan perpindahan panasnya terhadap fluida yang lain.

5) Arah aliran: Dua fluida yang mempunyai temperatur berbeda dan hendak dipertukarkan panasnya, maka fluida tersebut bisa alirannya searah (*parallel flow*) dan bisa berlawanan arah alirannya (*counter flow*), dalam kenyataannya aliran yang berlawanan perpindahan panasnya lebih efektif.

2.1.2 Tinjauan termodinamika dan perpindahan panas

Hukum pertama termodinamika atau yang biasa disebut hukum konservasi energi menyatakan bahwa total energi pada suatu sistem dapat berubah apabila energi mengalir keluar sistem. Hukum konservasi energi juga menjelaskan tentang bagaimana cara dari energi untuk mengalir keluar dari sistem. Untuk sistem tertutup hanya memiliki dua cara, yaitu; perpindahan panas yang menembus sistem dan kerja yang dilakukan oleh sistem itu sendiri. Dari pernyataan ini dapat dirumuskan suatu persamaan hukum konservasi energi untuk sistem tertutup.

$$\Delta E = Q - W \dots\dots\dots(2.1)$$

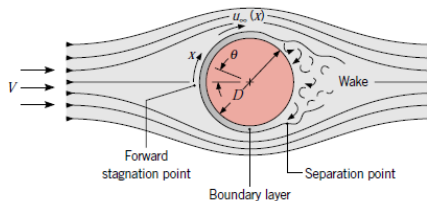
dimana:

ΔE	= Perubahan dari total energi yang ada pada sistem
Q	= Jumlah panas yang keluar dari sistem
W	= Jumlah kerja yang dilakukan oleh sistem

Hukum konservasi energi juga dapat diaplikasikan pada sistem terbuka dengan cara membatasi sistem dimana massa bisa berpindah. Massa yang mengalir masuk dan keluar dari sistem dimana massa yang menengalir ini membawa energi didalamnya.

2.1.3 Aliran melalui single tube

Pada gambar dibawah ditunjukkan bahwa aliran bebas (*free stream*) terbawa menuju titik stagnasi dengan disertai peningkatan tekanan. Dari titik ini akan terjadi penurunan tekanan seiring dengan bertambahnya jarak. Tekanan akan mencapai pada nilai minimum saat berada pada bagian belakang silinder. Pada gambar dibawah.



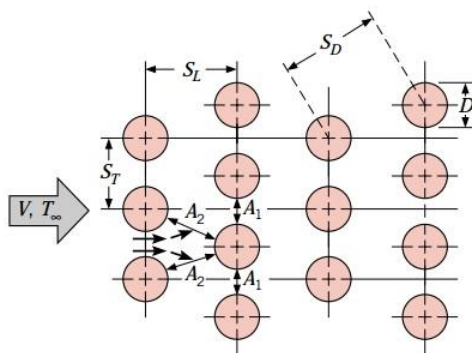
Gambar 2.2 Pola aliran melalui *single tube Inviscid flow*

Nilai u_∞ bergantung dari jarak x terhadap titik stagnasi. Dari persamaan Euler, untuk aliran *inviscid*, $u_\infty(x)$ harus memiliki tren yang berbeda dari $p(x)$. Ketika $u_\infty = 0$ aliran fluida mengalami peningkatan kecepatan hingga kecepatan tertinggi disebabkan oleh *favorable pressure gradient* dimana $\delta p / \delta x < 0$, setelah itu aliran akan mengalami deselerasi karena aliran udara pada daerah ini mengalami kekurangan momentum untuk mengatasi gradien tekanan yang tinggi dibelakang *tube*, dan akhirnya aliran udara akan terseparasi, keadaan ini dinamakan *adverse pressure gradient* ($\delta p / \delta x > 0$). Pada daerah dibelakang *tube* akan terbentuk wake dan

alirannya dikarakteristikan oleh suatu bentuk *vortex* yang tidak beraturan.

2.1.4 Aliran melalui multi *tube*

Kondisi aliran yang melintasi susunan *tube* didominasi oleh pengaruh separasi *boundary layer* dan olakan fluida, dimana hal ini akan mempengaruhi penurunan tekanan aliran. Aliran yang melewati beberapa baris susunan *staggered tube* penurunan tekanannya bergantung pada energi kinetik aliran.



Gambar 2.3 Susunan *tube* tipe *staggered*

Koefisien perpindahan panas yang melintasi susunan *tube* tergantung pada sisi *tube*, dimana untuk *tube* pada baris pertama hampir sama dengan *tube* tunggal untuk aliran melintang (*cross flow*). Koefisien yang lebih besar akan terjadi pada baris sebelah dalam akibat adanya pengaruh olakan fluida. Pada susunan *tube* seperti pada gambar 2.3, kecepatan maksimum aliran fluida dapat terjadi pada luasan terkecil yang dapat dihitung dengan persamaan 2.2

$$V_{max} = V \cdot \frac{A_{fr}}{A_{ff}} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

V = kecepatan aliran udara (m/s)

A_{fr} = luas penampang saluran udara (m^2)

A_{ff} = luas minimum lintasan aliran fluida sisi luar *tube* (m^2)

Sehingga aliran kecepatan massa (G) dapat dihitung dengan persamaan 2.3

$$G = \rho \cdot V_{max} \dots \dots \dots (2.3)$$

2.2 Perpindahan panas konveksi

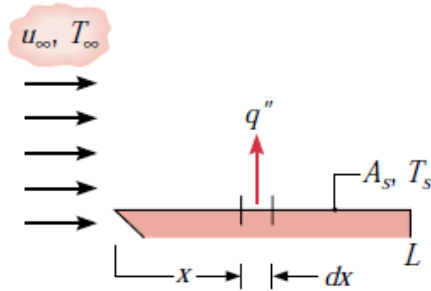
Perpindahan panas secara konveksi terjadi apabila terdapat perbedaan temperatur antara permukaan suatu benda padat dengan fluida yang bergerak melintas di atas permukaan tersebut. Konveksi merupakan gabungan antar konduksi dan adveksi.



Gambar 2.4 Konveksi aliran melalui pelat datar

Gaya gesek terjadi antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda, sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.4. Akibat adanya gaya gesek tersebut, fluida yang berada di permukaan benda menjadi diam, ($u_y = 0$). Pada saat fluida mempunyai kecepatan nol, akan terjadi perpindahan panas dari benda ke fluida secara konduksi, sedangkan pada fluida yang bergerak, ($u_y \neq 0$), terjadi proses perpindahan panas secara adveksi.

Gabungan antara perpindahan panas secara konduksi dan adveksi inilah yang disebut dengan konveksi.



Gambar 2.5 Skema perpindahan panas konveksi

Dengan mendefinisikan koefisien perpindahan panas rata-rata \bar{h} , maka perpindahan panas konveksi dinyatakan dengan hukum Pendinginan Newton melalui persamaan 2.4

$$q = \bar{h} \cdot A_s (T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.4)$$

q = laju perpindahan panas konveksi (Watt)

A_s = luas area perpindahan panas (m^2)

\bar{h} = koefisien konveksi rata-rata ($W/m^2.K$)

T_s = Temperature permukaan tube (K)

T_∞ = Temperature fluida sekitar (K)

Gambar 2.5 menjelaskan, untuk setiap jarak x dari titik stagnasi perpindahan panas lokal didapatkan dengan persamaan 2.5

$$q_s'' = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \dots \dots \dots (2.5)$$

Persamaan ini dapat digunakan karena pada permukaan silinder, tidak ada gerakan fluida dan energi transfer hanya terjadi dengan konduksi. Dengan mengkombinasikan persamaan 2.4 dan

2.5, didapatkan koefisien perpindahan panas konveksi, seperti pada persamaan 2.6.

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y}}{T_s - T_\infty} \Big|_{y=0} \dots\dots\dots (2.6)$$

Nilai h dan q'' akan semakin turun dengan bertambahnya x . Hal ini dikarenakan semakin besar x , nilai $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$ semakin kecil.

2.2.1 Perpindahan panas aliran sisi dalam *tube*

Untuk menentukan *heat transfer* dari *tube*, maka perlu dilakukan analisa terlebih dahulu terhadap koefisien konveksi dari aliran fluida yang mengalir di dalam *tube* (oli), setelah diketahui bahwa aliran yang mengalir di dalam *tube* dikategorikan sebagai aliran internal dimana aliran tersebut dikelilingi oleh permukaan *solid*. Aliran yang akan memasuki *tube* kecepatannya adalah seragam kemudian profil aliran di dalam *tube* menjadi tidak seragam lagi dikarenakan alirannya yang bersifat *viscous* sehingga membentuk lapisan batas yang secara besar dipengaruhi oleh gesekan. Lapisan batas ini akan terus berkembang sampai bertemu di suatu titik, pada kondisi ini aliran sudah dikatakan *fully developed flow*.

2.2.2 Perpindahan panas aliran sisi luar *tube*

Perpindahan panas pada aliran sisi luar *tube* dapat dihitung dengan persamaan (2.7):

$$Q_{udara} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_t - T_{in}) \dots\dots\dots (2.7)$$

dimana :

$Q_{convection}$ = perpindahan panas konveksi (W)
 \dot{m} = laju aliran massa udara (kg/s)

C_p	= luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari (m^2)
T_t	= temperatur permukaan <i>tube</i> (K)
T_{in}	= temperatur <i>inlet</i> dari aliran udara (K)

dari persamaan (2.7), laju aliran massa udara \dot{m} , dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\dot{m} = \rho \cdot A_t \cdot V \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana :

ρ	= massa jenis (densitas) udara (kg/m^3)
A_t	= luas penampang saluran udara (m^2)
V	= kecepatan rata-rata udara dalam saluran udara (m/s)

2.3 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) pada sisi Udara

Penurunan tekanan pada sisi udara pada alat penukar panas jenis *compact heat exchanger* terbagi menjadi dua bagian, yaitu penuruna tekanan akibat gesekan aliran dengan sirip atau *fin*, dan penurunan tekanan aliran melalui *tube banks*.

Penurunan tekanan aliran yang melalui *fin*, dipengaruhi oleh koefisien gesek (*friction factor*), *mass velocity*, *specific volume*, *free flow area*, dan luasan perpindahan panas pada sirip, secara matematis dapat dikatakan sebagai berikut:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \cdot \frac{A_t}{A_{min}} \cdot \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana:

f	= <i>friction factor</i>
G	= <i>maximum mass velocity</i> (kg/m^2s)
A_t	= luasan total (m^2)
ρ	= massa jenis udara (kg/m^3)
A_{min}	= luasan minimum lintasan aliran fluida (m^2)

Pada eksperimen penurunan tekanan, secara langsung diukur dengan menggunakan *pressure tap*, sehingga penurunan tekanan langsung bisa didapatkan secara total baik penurunan tekanan aliran melalui sirip maupun melalui *tube banks*.

2.4 Uji performansi

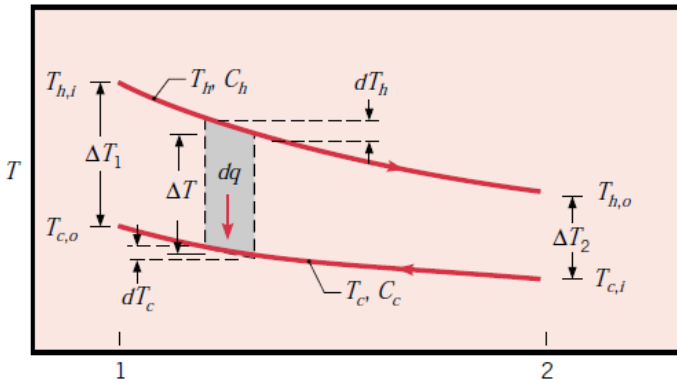
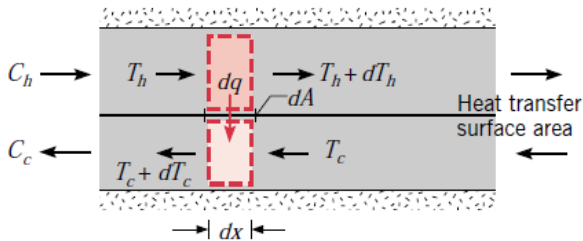
Unjuk kerja alat penukar panas ditentukan dari seberapa besar efektivitasnya, dimana yang dimaksud efektivitas disini adalah seberapa besar energi panas yang dapat dipindahkan secara aktual dibandingkan dengan energi panas yang mampu dipindahkan secara maksimal oleh alat penukar panas tersebut.

Energi panas yang mampu dipindahkan didapatkan dengan memberikan asumsi bahwa alat penukar panas pada kondisi aliran berlawanan dengan panjang tak terhingga, sehingga jika terdapat dua aliran fluida, masing-masing akan mempunyai kapasitas. Apabila kapasitas udara fluida panas (oli) lebih tinggi daripada kapasitas fluida dingin (udara), dalam kondisi ini udara keluar akan mampu menyamai temperatur oli masuk, sehingga laju perpindahan panas aktual dirumuskan sebagai berikut:

$$U \cdot A = \frac{q}{F \cdot \Delta T_{LMTD}} \dots \dots \dots (2.10)$$

dimana :

- q : laju perpindahan panas (W)
- U : *overall heat transfer coefficient* (W/m².K)
- A : luas bidang perpindahan panas (m²)



Gambar 2.6 Distribusi temperature untuk arah aliran *counter*

Untuk mendapatkan ΔT_{LMTD} diperlukan asumsi :

- Harga U konstan untuk sepanjang pipa.
- Konduksi hanya berlangsung satu dimensi melintas dinding pemisah
- Pertukaran panas hanya berlangsung diantara kedua fluida saja
- Kondisi tunak (*steady state*)
- Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan

Overall heat transfer coefficient dapat diketahui berdasarkan karakteristik dan *properties* aliran tersebut.

Perhitungan *overall heat transfer coefficient* pada *continous fin tube heat exchanger* adalah sebagai berikut:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o \cdot A_t} \dots\dots\dots (2.11)$$

dimana :

- q : *overall heat transfer coefficient* (W/m².K)
- A_t : luas total perpindahan panas (m²)
- h_i : koefisien perpindahan panas aliran fluida dalam *tube* (W/m².K)
- h_o : koefisien perpindahan panas aliran fluida luar luar (W/m².K)
- η_o : *outside overall surface efficiency*

koefisien konveksi sisi dalam *tube* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

- Untuk Aliran Laminar

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{Di} = 1,953 \left(Pe \cdot \frac{Di}{L} \right)^{1/3} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\left[\left(Re_d \cdot Pr \cdot \frac{Di}{L} \right) > 10^2 \right]$$

dimana:

- Pe : *Peclet Number, (Prandtl Number x Reynold Number)*

- Untuk Aliran Turbulen

$$Nu_D = 0.012(Re_{Di}^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\left[\begin{array}{l} 1,5 \leq Pr \leq 500 \\ 10^3 \leq Re_D \leq 1,000,000 \end{array} \right]$$

dimana:

Nu : *Nusselt Number*

h_i : koefisien perpindahan panas aliran fluida dalam *tube*
(W/m².K)

D_i : diameter dalam tube (m)

Re : *Reynold Number*

Pr : *Prandtl Number*

Reynold Number (Re) dan *prandtl number* (Pr) dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots (2.14)$$

dimana (ν) adalah viskositas kinematik fluida.

Koefisien konveksi sisi luar *tube* dengan susunan baris *tube* berjumlah 4, didapatkan nilai *colburn j factor* yang didapatkan dari persamaan berikut:

$$j_H = 0,14 Re^{-0,328} \cdot \left(\frac{ST}{SL}\right)^{-0,502} \cdot \left(\frac{S}{D_o}\right)^{0,0312} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dari nilai *colburn j factor* didapatkan h_o dengan persamaan sebagai berikut:

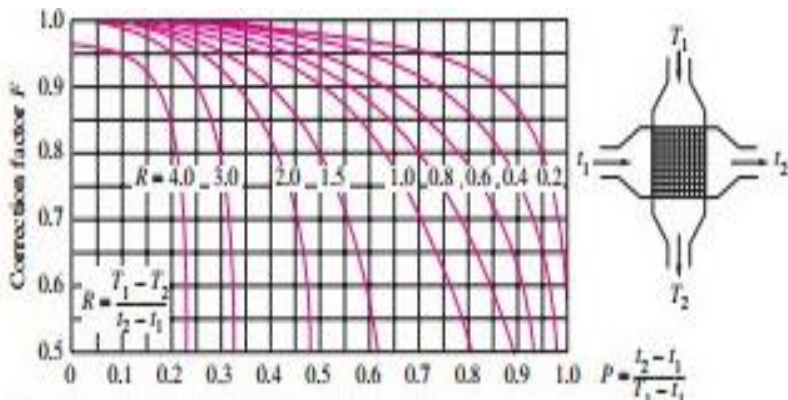
$$h_o = \frac{JH \cdot G \cdot C_p}{Pr^{2/3}} \dots\dots\dots (2.16)$$

Maka, untuk selisih suhu LMTD adalah

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \dots\dots\dots (2.17)$$

dimana :

F : correction factor



Gambar 2.7 Correction factor untuk cross flow heat exchanger dengan kedua fluida tidak bercampur

Pada penukar panas aliran berlawanan (*counter flow*) berlaku :

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,0} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.19)$$

Sehingga dari persamaan 2.18 dan 2.19 di atas dapat dicari koefisien perpindahan panas menyeluruh sebagai berikut:

$$UA = q \cdot \frac{1}{F \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \dots \dots \dots (2.20)$$

2.4.1 Analisa Penukar Panas dengan Metode *Number Transfer Unit* (NTU)

Metode *Number Transfer Unit* lebih efektif jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar panas yang digunakan. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar panas maka perlu diketahui terlebih dahulu kapasitas panas sisi fluida panas dan kapasitas panas sisi fluida dingin. Kapasitas panas sisi fluida panas dinyatakan C_h dan kapasitas sisi fluida dingin C_c . Besar laju perpindahan panas maksimum (ideal) yang mungkin berlangsung dalam penukar panas tersebut (q_{maks}) dihitung sebagai :

$$q_{maks} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.21)$$

dimana C_{min} diperoleh untuk nilai yang kecil dari :

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \text{ atau } C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \dots \dots \dots (2.22)$$

$$\text{Jika } C_c < C_h \text{ maka } q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.23)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h \text{ maka } q_{maks} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.24)$$

Effectiveness (ϵ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \dots \dots \dots (2.25)$$

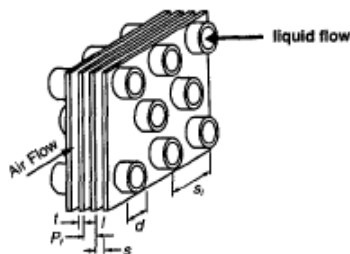
Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan:

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) \dots \dots \dots (2.26)$$

Number of Transfer Unit (NTU) merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.27)$$

2.4.2 Perhitungan Geometri pada *Tube-fin Compact Heat Exchanger*



Gambar 2.8 Tipe *compact heat exchanger circular tube* dengan *continuous fin*

Untuk menghitung performa dari sebuah *compact heat exchanger* maka diperlukan beberapa parameter dari geometri *compact heat exchanger* tersebut. Beberapa parameter yang harus dicari adalah :

1. Luas permukaan *tube* efektif (A_b) :
Luasan Permukaan efektif adalah luasan permukaan sisi luar tube yang bersinggungan langsung dengan aliran fluida luar.

$$A_b = \pi D_o (L_t - N_f t_f) N_t \dots \dots \dots (2.28)$$

dimana :

D_o = diameter luar *tube* (m)

L_t = panjang *tube* (m)

N_f = jumlah *fin*

t_f = tebal *fin* (m)

N_t = jumlah *tube*

2. Menghitung luas permukaan sirip efektif

$$A_f = 2 \left(T_f \cdot L_f - \frac{\pi D_o^2 N_t}{4} \right) N_f \dots \dots \dots (2.29)$$

Dimana:

A_f = luas permukaan sirip

T_f = panjang sirip

L_f = lebar sirip

D_o = diameter luar *tube*

N_t = jumlah *tube*

N_f = jumlah sirip

3. Luas total permukaan perpindahan panas (A_t) :

$$A_t = A_b + A_f \dots \dots \dots (2.30)$$

Dimana :

A_t = luas total permukaan perpindahan panas (m^2)

A_b = luas permukaan *tube* efektif (m^2)

4. Luas Free Flow (A_{ff})

$$A_{ff} = (N_f - 1) (P_f - t_f) (T_f - (D_o \times N_t)) \dots \dots \dots (2.31)$$

A_{ff} = luas free flow

P_f = Jarak antar sirip

T_f = tinggi sirip

D_o = diameter luar *tube*

N_t = jumlah *tube*

N_f = jumlah sirip

2.5 Akuisisi Data

Sistem Akuisisi Data dapat didefinisikan sebagai suatu sistem yang berfungsi untuk mengambil, mengumpulkan dan menyiapkan data, hingga memprosesnya untuk menghasilkan data yang dikehendaki. Dengan menggunakan perangkat arduino pengambilan data temperatur pada alat penukar panas secara simultan dan bersamaan. Berikut ini elemen-elemen dasar dari sistem atau konsep akuisisi data berbasis komputer :

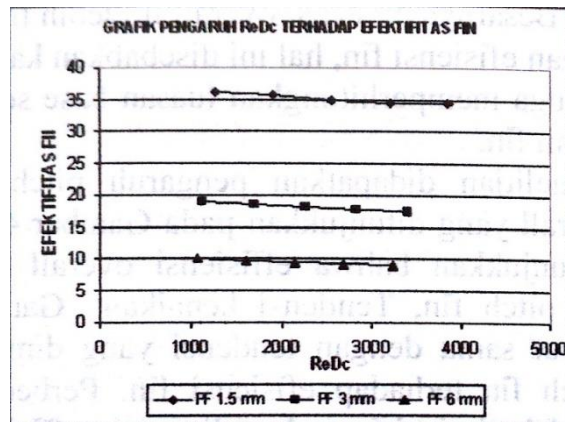
1. Fenomena fisik yang diukur adalah temperature.
2. Sensor adalah alat yang digunakan untuk membaca fenomena fisik pada alat uji yaitu sensor pengukur temperature dan tekanan masing-masing sensor tersebut adalah termokopel tipe K.
3. Pengkondisi sinyal adalah perangkat keras yang digunakan untuk membaca data analog dan merubahnya menjadi data digital, salah satu contohnya adalah arduino Uno.
4. Software adalah perangkat lunak yang digunakan untuk memprogram pengkondisi sinyal agar dapat membaca sinyal dari pengkondisi sinyal dan keakuratan pembacaan ditentukan dari program yang dibuat.
5. Data digital adalah output dari pembacaan sensor yang digunakan, satuan yang digunakan pada data digital yang ditentukan operator.



Gambar 2.9 Diagram proses akuisisi data

2.6 Penelitian Terdahulu

Sigit Setyo Widodo, [2007] melakukan penelitian yang berjudul “Studi Eksperimental Pengaruh Pitch Fin dan Karakteristik Perpindahan Panas *Wavy Finned – Staggered Tube Compact Heat Exchanger*”. Penelitian ini membahas pengaruh jarak sirip (P_f) pada penukar panas kompak dengan 3 kolom pipa susunan berseling. Jarak sirip divariasikan pada 1.5 mm, 3 mm dan 6 mm, sementara kecepatan udara bervariasi dari 1 m/s -3 m/s dengan range 0.5 m/s. Beban panas yang dipakai adalah oli yang dipanasi alat pemanas dan dipompa debit keluaran 1700 LPH. Data yang diambil antara lain, temperatur (udara oli, sirip dan pangkal pipa), tekanan sisi udara (masuk dan keluar) dan debit (oli dan udara).



Gambar 2.10 Pengaruh Re_{DC} udara terhadap effectiveness fin

Dari penelitian yang dilakukan didapatkan pengaruh Re_{DC} terhadap *effectiveness fin* pada gambar 2.10 terlihat bahwa keefektifan *fin* cenderung turun pada kecepatan udara yang tinggi, hal ini disebabkan karena seiring dengan kenaikan kecepatan udara, koefisien konveksi udara juga mengalami kenaikan.

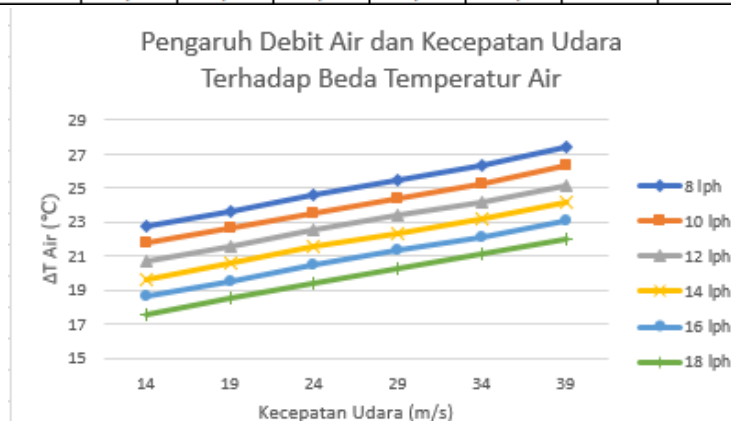
Sehingga dengan kenaikan koefisien konveksi udara ini maka keefektifan *fin* dalam memindahkan panas semakin turun.

Efektifitas *fin* selain dipengaruhi oleh kecepatan udara, juga dipengaruhi oleh jarak antar *fin*. Dimana dengan perbandingan antara perimeter dan luasan *free flow* yang semakin besar atau dengan diameter hidrolis yang kecil maka akan meningkatkan efektifitas *fin*. Dengan diameter hidrolis yang kecil maka jumlah *fin* yang terpasang tiap meternya semakin banyak sehingga perpindahan panas dari *base* akan lebih banyak berlangsung secara konduksi ke *fin* daripada secara konveksi dari base ke udara, sehingga laju perpindahan panas melalui *fin* menjadi lebih tinggi pula yang akhirnya meningkatkan efektifitas *fin*.

Durajad Wahyudi, [2010] melakukan penelitian yang berjudul “Studi Eksperimental Uji Untuk Unjuk Kerja Radiator Sepeda Motor (Studi Kasus Yamaha Jupiter MX”. Penelitian ini membahas studi eksperimen mengkaji unjuk kerja radiator Yamaha Jupiter MX pada beban panas dengan cara mengubah debit air. Karakteristik perpindahan panas yang dikaji adalah laju perpindahan panas, koefisien perpindahan panas konveksi dan *effectiveness*.

Dari gambar 2.11 didapatkan peningkatan kecepatan udara maka beda temperatur air akan meningkat. Beda temperatur air merupakan fungsi dari laju massa alir udara yang merupakan fungsi dari kecepatan udara. Ada beberapa faktor yang mempengaruhinya yakni, panas spesifik diasumsikan konstan dan laju alir massa oli adalah konstan karena analisa didasarkan pada kecepatan udara yang berubah. Didapatkan peningkatan kecepatan udara maka beda temperatur oli akan meningkat.

Vs (m/s)	Q (lph)						$\Delta T, ^\circ\text{C}$
	8	10	12	14	16	18	
14	22,75	21,74	20,69	19,65	18,59	17,6	$\Delta T, ^\circ\text{C}$
19	23,66	22,64	21,61	20,59	19,55	18,53	
24	24,57	23,54	22,52	21,51	20,43	19,38	
29	25,45	24,41	23,37	22,34	21,32	20,26	
34	26,38	25,29	24,18	23,23	22,15	21,1	
39	27,42	26,29	25,17	24,21	23,1	22	

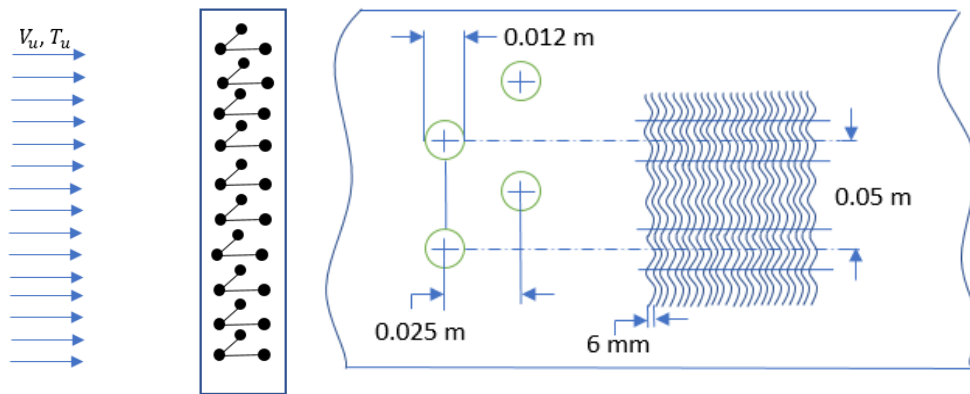


Gambar 2.11 Pengaruh debit air dan kecepatan udara terhadap beda temperatur air

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Variabel Penelitian

Desain dari *finned-tube heat exchanger* membutuhkan banyak parameter yang harus diperhitungkan, dan yang termasuk diantaranya adalah *transverse tube spacing*, *longitudinal tube spacing*, *tube diameter*, *number of tube row*, *fin spacing*, *fin thickness* dan tipe dari *fin*. Jarak antar sirip (*pitch fin*) mempunyai pengaruh terhadap luasan permukaan singgung fluida dingin dan diameter hidrolis dari aliran tersebut. Tugas akhir ini menguji performa dari *compact heat exchanger* produksi PT. Guntner Indonesia dengan tipe GCO F/03/10/06.0/00500/ACS. Berikut adalah spesifikasi dari Compact Heat Exchanger yang diteliti:

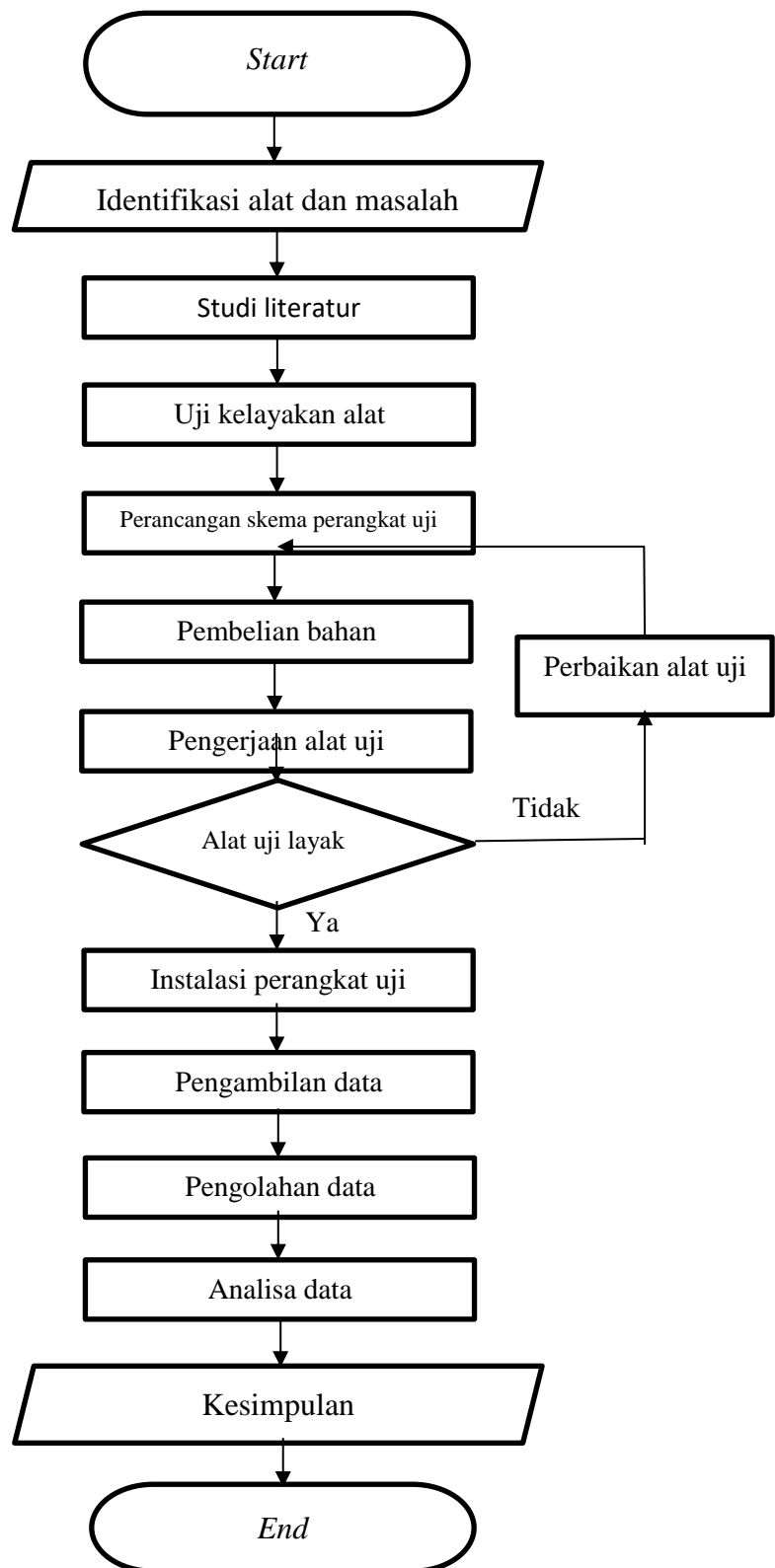


Gambar 3.1 Konfigurasi *Compact Heat Exchanger*

Tabel 3.1 Dimensi Compact Heat Exchanger

No	Besaran	Simbol	Nilai	Satuan
1	Diameter luar <i>tube</i>	D_o	0.012	m
2	Diameter dalam <i>tube</i>	D_i	0.0115	m
3	Tinggi fin	T_f	500	mm
4	Tebal sirip	t_f	0.33	mm
5	Pitch Fin	P_f	6	mm
6	Jumlah <i>tube Transversal</i>	N_T	10	buah
7	Jumlah <i>tube longitudinal</i>	N_L	3	buah
8	Jarak antar <i>tube transversal</i>	S_T	0.05	m
9	Jarak antar <i>tube longitudinal</i>	S_L	0.025	m
10	Jumlah fin	N_f	84	buah
11	Jumlah tube	N_{tube}	30	buah
12	Diameter <i>Hydraulic</i>	D_h	0.0071	m
13	Efisiensi Fin	η_f	0.92	
13	<i>Free Flow Area/Frontal Flow Area</i>	σ	0.5929	
14	<i>Heat transfer area / Total Volume</i>	A/V	334.2374	m^2/m^3

3.2 Flowchart penelitian



Gambar 3.2 Flowchart Penelitian

3.3 Uji Kebocoran

Heat exchanger dipastikan tidak mengalami kebocoran apabila lulus uji *compressed air leak test/pneumatic test*. Sederhananya *pneumatic test* adalah pengujian udara bertekanan dengan melihat perubahan tekanan selama kurun waktu tertentu. Dalam kurun waktu tersebut dilakukan inspeksi dengan memberikan air sabun pada permukaan benda uji, kebocoran dapat langsung terlihat dengan adanya gelembung sabun pada permukaan *tube*. Besar tekanan pengujian sesuai dengan standar TEMA untuk *pneumatic test* adalah 1,25-2,5 kali tekanan operasi dengan koreksi temperatur. Untuk batasan suhu pengujian standar memiliki batasan pada rentang suhu 6 °C s/d 49 °C. *Pneumatic test* yang dilakukan adalah dengan udara bertekanan 6 bar selama 6 jam. Adanya penurunan tekanan mengindikasikan kebocoran pada *heat exchanger*.

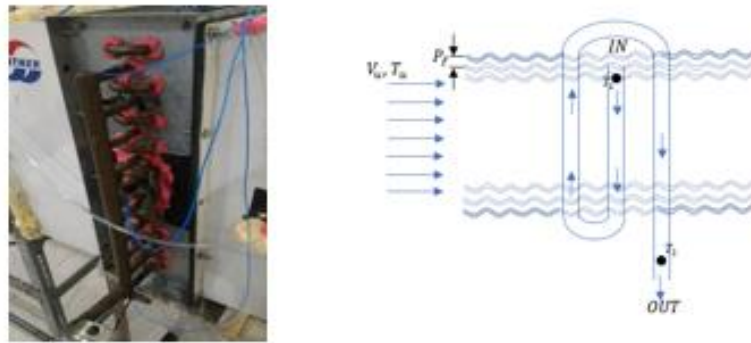
3.4 Kalibrasi Termokopel

Termokopel digunakan untuk membaca suhu aliran yang bekerja pada *heat exchanger*. Kalibrasi termokopel sangat penting dilakukan karena besar performa *heat exchanger* yang dihasilkan bergantung pada suhu yang dibaca termokopel. Kalibrasi termokopel dilakukan pada suhu tetapan 0° C [Lampiran]. Dari data yang didapatkan besar deviasi yang terjadi tidak lebih dari 2,2°C atau 2% dari suhu kalibrasi. Menurut standar ASTM E230-ANSI MC 96.1, Standar deviasi 2,2°C merupakan standar deviasi maksimum yang diijinkan.

3.5 Instalasi Peralatan

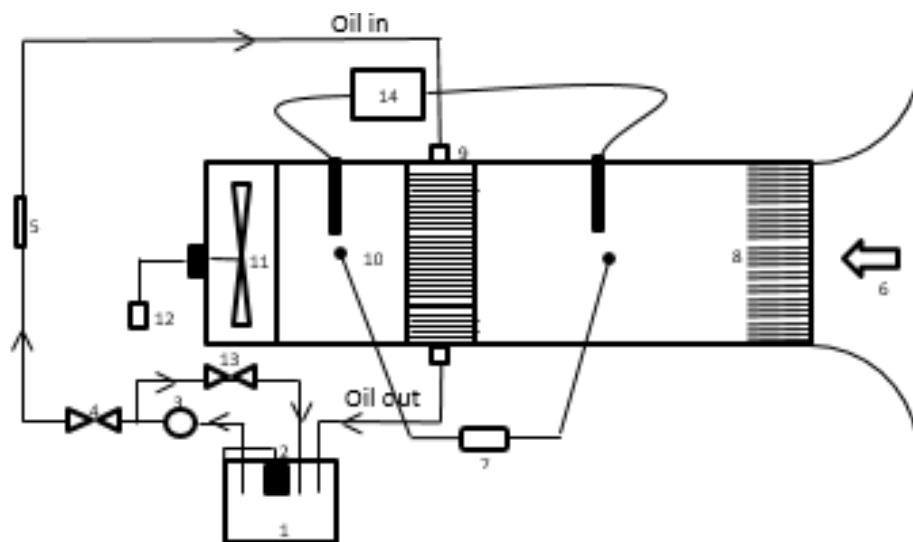
Pada model eksperimental tugas akhir kali ini meliputi *wind tunnel* dimana digunakan sebagai *chanel* untuk mengalirkan udara dan udara yang masuk *wind tunnel* ini akan diarahkan terlebih dahulu melalui *flow straightener* agar didapatkan aliran udara yang *uniform* dan untuk meminimalisasi *inflow swirl* dan *transfer flow motion*. *Heat exchanger* dioperasikan dengan fluida oli panas yang dialirkan melalui *tubes* dan fluida dingin udara yang dialirkan oleh *electrical fan*, kecepatan udara yang mengalir diukur menggunakan *flowmeter*. Untuk pengukuran temperatur pada fluida panas, fluida dingin dan temperatur *fin* akan digunakan *thermocouple*.

Pengukuran temperatur pada model uji dibaca dengan *Arduino Uno*. Pembacaan temperatur dilakukan saat kondisi dari model uji dalam keadaan *steady*. Penempatan *thermocouple* umumnya pada permukaan atas dari penukar panas. Hal tersebut dilakukan agar *thermocouple* tidak mengganggu aliran dari udara yang dapat menjadikan berubahnya profil aliran yang melewati permukaan penukar panas. Penempatan alat ukur pada model uji adalah sebagai berikut:



Gambar 3.3 Posisi thermocouple pada model uji

Skema Instalasi peralatan :



Gambar 3.4 Skema alat percobaan

Keterangan Gambar :

- | | |
|--------------------------|-------------------------------|
| 1. Hot oil tank | 9. Tube wavy fin compact H.E. |
| 2. Heater | 10. Saluran uji |
| 3. Pompa oli | 11. Electric Fan |
| 4. On – Off valve | 12. Voltage regulator |
| 5. Flowmeter | 13. Bypass valve |
| 6. Bellmouth saluran uji | 14. Termokopel sisi udara |
| 7. Dwyer Pressure Drop | |
| 8. Pengarah aliran | |

Pengujian dilakukan dengan mengadakan pengamatan dan pengukuran secara langsung pada spesimen kepada *compact heat exchanger* yang bertipe aliran mendatar (horizontal). Instalasi pengujian ini menggunakan oli yang dipertahankan pada suhu masuk 90°C dan pendingin oli berupa udara. Sebagai pemanas oli digunakan heater yang dikontrol melalui termokontrol. Untuk pengukuran temperatur pada oli panas dan udara digunakan termokopel.

Proses pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut: oli sebagai fluida dipanaskan dengan menggunakan *heater*, hingga mencapai temperatur kerja mesin sebesar 90°C . Temperatur oli masuk dipertahankan konstan menggunakan termokontrol, setelah temperatur bernilai konstan, oli mulai disirkulasikan oleh pompa oli masuk ke dalam radiator. Debit oli yang tertera nilainya pada *flowmeter* diatur dengan menggunakan katup sesuai dengan kebutuhan. Selanjutnya kipas elektrik dinyalakan dengan menggunakan *inverter* untuk mengatur kecepatan kipas. Pada akhir pengujian akan didapatkan data terukur berupa temperatur oli masuk, temperatur oli keluar, temperatur udara masuk, dan temperatur udara keluar.

3.6 Peralatan Penelitian

1. Saluran Uji

Tipe saluran uji yang digunakan adalah *suction wind tunnel* dengan bentuk penampang depan bell mouth. Fungsi dari saluran uji adalah untuk menyeragamkan aliran udara yang akan masuk kedalam *heat exchanger*. Dimensi dari saluran uji yaitu:

Bentuk Nozzle	: Mouthbell	
Material (Nozzle)	: Aluminium	
Material (Test Chamber)	: Akrilik	
Dimensi	Panjang	: 120 cm
	Lebar	: 50 cm
	Tinggi	: 50 cm

Wind tunnel adalah komponen yang sangat penting untuk pengujian performa *Compact Heat Exchanger*. *Wind Tunnel*

berfungsi sebagai saluran udara atau fluida pendingin. Bagian *nozzle wind tunnel* berbentuk *mouthbell* untuk mengurangi turbulensi aliran. Di dalam *mouthbell* tersusun *honeycomb* berfungsi sebagai pelurus aliran udara sehingga udara tetap *uniform*. Dalam hal tes ini, luas ruang pengujian sebesar 0,25 meter persegi. Jadi, dalam studi kasus ini panjang ruang pengujian ditetapkan untuk dua kali hidrolik diameter bagian pengujian.

- Diameter hidrolik *wind tunnel*

$$D_{h,wt} = 2 \sqrt{\frac{A_{fr}}{\pi}}$$

$$D_{h,wt} = 2 \sqrt{\frac{0,25}{\pi}}$$

$$D_{h,wt} = 0,5 \text{ m}$$

Dalam tugas akhir ini digunakan panjang ruang pengujian sebesar 1,2 meter.

- *Nozzle*

$$\frac{L_n}{y} \cong 1$$

Dalam studi kasus ini, nilai $\frac{L_n}{y} \cong 1$ ditetapkan untuk 1 dengan panjang permukaan masuk *nozzle* sebesar 0,75 m, maka didapatkan panjang *nozzle* 0,75 m.

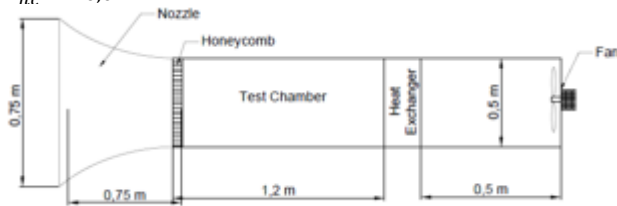
Spesifikasi *windtunnel* yang dipakai :

- Bentuk nozzle : Mouthbell
- Material (Mouthbell) : Aluminium
- Material (Tunnel) : Akrilik
- Dimensi :
 - Panjang : 1,2 m
 - Tinggi : 0.5 m
 - Lebar : 0.5 m

- *Honeycomb*

- Panjang penyusun *honeycomb* : 0,065 m
- Diameter hidrolik penyusun *honeycomb* : 0,01 m

$$\frac{L_{hc}}{D_{hc}} = \frac{0,065}{0,01} = 0,65 \text{ sesuai dengan persamaan 2.3}$$



Gambar 3.5 *Wind tunnel*

2. Kipas elektrik

Kipas ini dibuat oleh perusahaan EBM dengan type S4E 350 AA06-50. Kode S menjelaskan bentuk kipas dengan *guard grille*, 350 adalah diameter dari kipas, AA adalah instalasi kipas tanpa proteksi, 0.6 adalah ukuran Ampere dari kipas, dan 50 adalah Frekuensi dari kipas tersebut.

Prinsip kerja kipas ini sama seperti blower rumahan. Kipas dipasang di bagian belakang dari alat uji kemudian kipas akan menghisap udara melalui *windtunnel* sehingga dapat udara dapat mengalir melalui *Compact Heat exchanger*. Spesifikasi kipas :

- Merk : EBM
- Type : S4E 350 AA06-50
- Max Velocity : 3.2 m/s
- Type Motor
 1. Frekuensi : 50 Hz
 2. rpm : 1340
 3. Input Power : 145 max
 4. A : 0.73 (max)
 5. Max Pressure : 90 Pa
 6. Temperature : -25 – 65 ° C



Gambar 3.6 Kipas Elektrik

3. *Arduino Uno* dan KTA-259 K *Thermocouple Shield*

Arduino Uno adalah sebuah mikrokontroler yang berfungsi mengubah data analog yang diterima dari sensor analog menjadi *digital*. *Arduino Uno* mempunyai input analog sebanyak 14 buah. Input analog ini digunakan untuk dihubungkan dengan sensor analog yaitu *thermocouple* tipe K dan sensor tekanan aliran udara.

KTA-259 ini dirancang untuk pembacaan data bercabang yang berhubungan dengan papan kontrol *Arduino*. Di alat ini sendiri terdapat banyak terminal yang memungkinkan untuk dipasang sampai dengan 8 titik termokopel. Prinsip Kerja alat ini adalah untuk menerjemahkan sinyal listrik yang dihasilkan oleh termokopel menjadi sinyal digital untuk direkam oleh *arduino* atau alat yang digunakan sebagai pengondisi sinyal. Spesifikasi KTA-259 adalah sebagai berikut :

1. Dapat dipasang hingga 8 buah termokopel tipe K
2. Range Suhu yang dapat dibaca adalah 0-1024°C
MAX6675 IC
3. 0.1" *Pitch Screw Terminal* untuk sambungan *Thermocouple*



Gambar 3.7 Arduino Uno dan KTA-259

4. *Thermocouple*

Alat ukur temperatur yang digunakan dalam penelitian ini adalah *thermocouple* tipe K dengan insulasi pvc dengan kemampuan pembacaan dari -29°C hingga 200°C . Termokopel yang digunakan memiliki diameter kawat 0,3 mm.

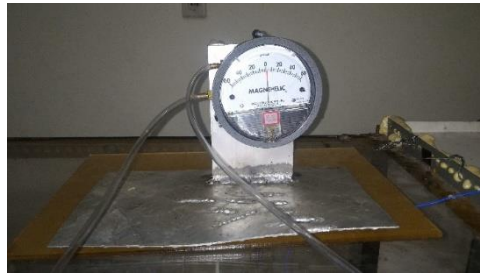


Gambar 3.8 Thermocouple Tipe K

5. Alat ukur tekanan

Pressure gauge udara berfungsi untuk mengukur tekanan statis aliran udara. *Pressure gauge* yang dipakai adalah dari Dwyer dengan tipe 2300 – 120 PA. dengan Spesifikasi sebagai berikut :

- Merk : Dwyer
- Type : 2300 – 120 Pa
- Fluid : Gas
- Max Pressure : 1,72 bar
- Min Max Temp : -6,67 – 60 ° C



Gambar 3.9 Dwyer Pressure Gauge

6. Alat ukur kecepatan udara

Kecepatan udara pada penelitian ini dibaca dengan *digital anemometer*. *Digital anemometer* yang digunakan pada penelitian ini memiliki pembacaan kecepatan udara dari 0 m/s sampai dengan 32 m/s dengan ketelitian 0.1 m/s.



Gambar 3.10 Anemometer Digital

7. Alat ukur debit aliran (*Flowmeter* oli)

Flowmeter adalah alat yang mengukur tingkat aliran cair atau gas dalam tabung tertutup. Sebuah *flowmeter* terdiri dari tabung runcing, biasanya terbuat dari kaca, dengan pelampung di dalamnya yang didorong oleh aliran dan ditahan oleh pegas. Gaya dan jarak angkat dari pelampung sebanding dengan laju aliran. Gaya angkat ini dihasilkan oleh tekanan yang menekan pelampung hingga naik ke atas mengindikasikan besar debit aliran tersebut. Spesifikasi *flowmeter* :

- Merk : Omega
- Type : FL 6115A
- Range Debit : 0 – 15 lpm or 15 gpm
- Fluid : Oil
- Max Temperature : 116° C
- Accuracy : $\pm 2\%$



Gambar 3.11 Flowmeter Oli

8. *Inverter*

Inverter digunakan untuk mengatur frekuensi yang diterima *electric fan*. Besar tegangan listrik yang digunakan

berkisar 0-220V. Semakin besar tegangan listrik yang diterima *electric fan*, maka semakin besar kecepatan putaran *electric fan*.

9. Pompa oli

Pompa oli yang di pakai adalah *Gear Pump*. Gear pump sendiri berfungsi untuk memindahkan oli atau liquid ke tempat yang diinginkan. Pemilihan Gear pump sangat penting karena Gear pump sangat baik untuk Fluida seperti oli. Selain itu Gear Pump juga tahan terhadap suhu tinggi.

Spesifikasi dari Gear pump	:	
- Merk	:	Koshin
- Gear Material	:	Cast Iron
- Type	:	GC 20
- Dimensi	:	492x262x194
mm		
- Maximum Delivery Volume	:	29 L/min



Gambar 3.12 Pompa Oli

10. Heater

Elemen pemanas disambungkan dengan kabel pada kedua ujungnya kemudian disambungkan ke *power supply* dalam hal ini *power supply* sudah tersambung pada perangkat thermostat sehingga elemen pemanas dapat dikontrol. Spesifikasi elemen pemanas yang digunakan:

- Pembuat	:	Sintech
- Panjang	:	25 cm

- Elemen Pemanas : 220v 1000w
- Jumlah : 3 buah
- Bahan : Stainless Steel

11. *Thermostat*

Thermostat digunakan untuk mengontrol temperatur oli di dalam bak. *Thermostat* mengatur aliran listrik yang masuk ke *heater*. Apabila temperatur oli di bak sudah mencapai 90°C, maka *thermostat* secara otomatis akan mematikan aliran listrik yang masuk ke *heater*.

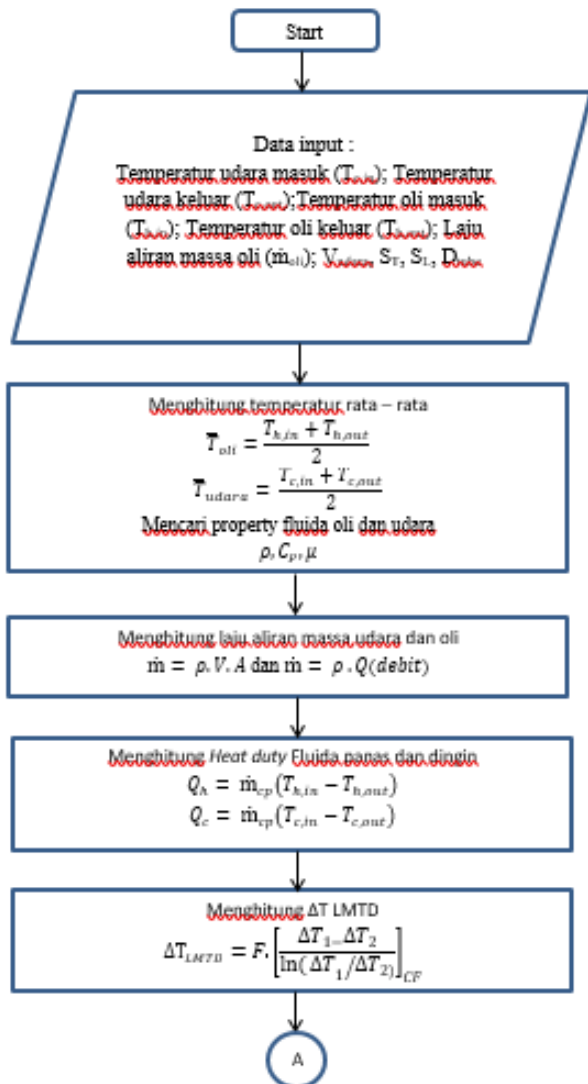


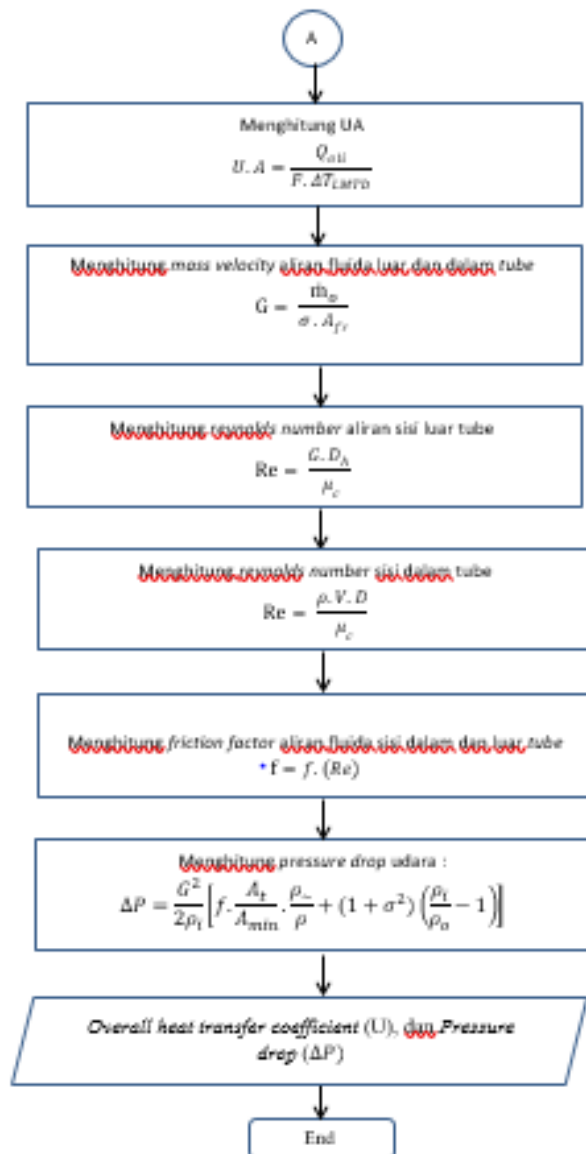
Gambar 3.13 Thermostat

12. Oli

Oli digunakan pada pengujian ini sebagai fluida panas yang disirkulasikan pada alat penukar panas. Oli yang digunakan yaitu Agip Alaria 3 HT. Spesifikasi lebih lengkap dapat dilihat pada lampiran.

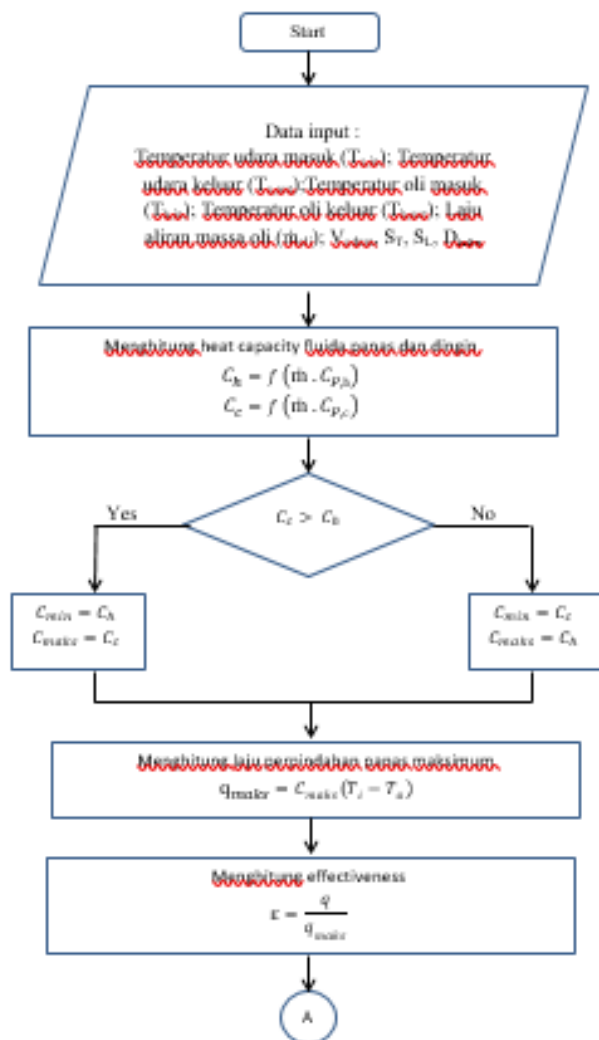
3.7 Flowchart Perhitungan dengan Metode LMTD

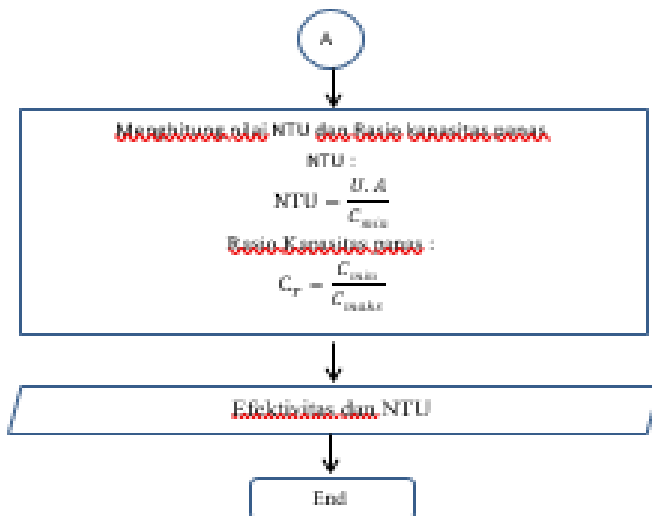




Gambar 3.14 Flowchart perhitungan dengan metode LMTD

3.8 Flowchart perhitungan NTU





Gambar 3.15 Flowchart perhitungan dengan metode NTU

3.9 Tahap Pengambilan Data

Langkah langkah praktikum :

- Tahap persiapan :
 1. Pasang Heat Exchanger device dengan susunan sebagai berikut : Wind tunnel – Heat Exchanger – induced fan
 2. Sambungkan kabel panel box ke sumber daya
 3. Nyalakan Kipas angin untuk mengecek kebocoran pada celah – celah susunan alat praktikum



Gambar 3.16 *Control Box*

4. Pasang termokople pada Arduino sesuai urutan
 5. Sambungkan perangkat Arduino ke Komputer yang sudah terinstal Software Arduino
- Tahap Pengambilan data
 1. Nyalakan Pompa Oli
 2. Nyalakan Heater untuk memanaskan Oli hingga suhu 90°C
 3. Setelah mencapai suhu 90°C, Nyalakan kipas angin atur kecepatan udara dengan mengatur putaran inverter.

4. Atur debit dengan memutar katup Bypass.
5. Gunakan variasi data sebagai berikut :
 1. $V_{udara} = 1,5 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 13 lpm
 2. $V_{udara} = 1,5 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 15.5 lpm
 3. $V_{udara} = 1,5 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 20 lpm
 4. $V_{udara} = 2,8 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 13 lpm
 5. $V_{udara} = 2,8 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 15.5 lpm
 6. $V_{udara} = 2,8 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 20 lpm
 7. $V_{udara} = 3,6 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 13 lpm
 8. $V_{udara} = 3,6 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 15.5 lpm
 9. $V_{udara} = 3,6 \text{ m/s}$ dengan Debit Oli = 20 lpm
6. Catat data suhu yang keluar di perangkat Arduino.
7. Catat P_{inlet} dan P_{outlet} oli pada heat exchanger dan penurunan tekanan udara.
8. Salin data suhu yang terbaca pada arduino ke dalam software microsoft excel.
9. Matikan Pompa dan Kipas angin setelah pengambilan data di variasi 1
10. Ulangi langkah pertama hingga variasi A-I
11. Setelah pengambilan data selesai, Matikan kipas, pompa dan heater.

Tabel 3.2 Tabel Variasi Percobaan

Kecepatan rata - rata udara / debit oli	1.5 m/s	2.8 m/s	3.6 m/s
13 lpm	1*	4*	7*
15.5 lpm	2*	5*	8*
20 lpm	3*	6*	9*

*pengambilan berdasarkan urutan, dengan data yang di dapatkan berupa Temperatur udara masuk dan keluar juga Temperatur oli masuk dan keluar.

Kendala Data Akuisisi :

1. Pastikan rangkaian data akuisisi tidak salah
2. Pastikan delay Pembacaan setiap termokopel sama
3. Pastikan tidak ada termokopel yang patah
4. Pastikan termokopel dan KTA-259 K tersambung dengan baik
5. Jika pembacaan termokopel masih error, pastikan tidak ada aliran listrik yang mengalir pada rangkaian.
6. Gunakan termokopel lain untuk memastikan kesalahan pembacaan.

Instalasi Windtunnel :

1. Pastikan tidak ada kebocoran pada sambungan windtunnel.
2. Jika terjadi kebocoran pada windtunnel, ganti karet pada sambungan.
3. Gunakan plastisin untuk menutup kebocoran pada windtunnel

Instalasi Pipa Saluran Oli :

1. Pastikan tidak ada kebocoran pada sambungan pipa.
2. Jika ada kebocoran pada pipa, lapisi ulir pipa dengan seal tap

BAB IV ANALISA DATA DAN DISKUSI

4.1 Data Hasil Pengujian

Pada penelitian ini, pengujian dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit air panas pada radiator dengan variasi 13 lpm; 15.5 lpm; dan 20 lpm. Selain debit oli panas, kecepatan udara yang melewati tube juga divariasikan dengan variasi 3.6 m/s; 2.8 m/s; dan 1.5 m/s. Data tersebut adalah data dari 9 variasi.

Tabel 4.1 Data Percobaan

Q_s (lpm)	V_u(m/s)	T_{u,i} (°C)	T_{u,o} (°C)	T_{o,i} (°C)	T_{o,o} (°C)
13	3.6	29	37.8	65	53
	2.8	29	38	65	55.6
	1.5	29	39.8	65	59
15.5	3.6	29	38	65	55
	2.8	29	38.7	65	56.8
	1.5	29	41	65	59.5
20	3.6	29	38.4	65	57.2
	2.8	29	38.9	65	58.6
	1.5	29	41.2	65	60.8

4.2 Contoh Perhitungan

Contoh perhitungan dilakukan pada Compact Heat Exchanger dengan variasi debit oli 20 lpm dan kecepatan udara 3.6 m/s.

1. Menghitung Temperatur Udara Rata-Rata:

$$T_u = \frac{T_{u,i} + T_{u,o}}{2}$$

$$T_u = \frac{29 + 38.4}{2} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_u = 33.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dengan temperatur udara $^{\circ}\text{C} = \text{K}$ didapatkan properti udara:

Tabel A-4 (Incropera & Dewit):

$$\text{Densitas } (\rho_u) = 1.15 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Panas spesifik tekanan konstan } (C_{p,u}) = 1007.1 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\text{Bilangan Prandtl untuk udara } (\text{Pr}_u) = 0.71$$

$$\text{Viskosita absolute udara } \mu_u = 0.0000187$$

2. Menghitung Temperatur Oli Rata-Rata

$$T_o = \frac{T_{o,i} + T_{o,o}}{2}$$

$$T_o = \frac{65 + 57.2}{2}$$

$$T_o = 61.1^{\circ}\text{C}$$

Dengan temperatur oli $^{\circ}\text{C} = \text{K}$ didapatkan properti oli:

$$\text{Densitas } (\rho_o) = 845 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Panas spesifik tekanan konstan } (C_{p,o}) = 2000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$$

$$\text{Bilangan Prandtl untuk oli } (\text{Pr}_o) = 110$$

$$\text{Viskositas kinematik oli} = 0.0000086 \text{ m}^2/\text{s}$$

3. Menghitung Laju Aliran Massa Sisi Udara

$$\dot{m}_u = (\rho \cdot V \cdot A)_{\text{udara}}$$

$$\dot{m}_u = 1.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times (0.25) \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_u = 0.5175 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4. Menghitung Besar Perpindahan Panas Aliran Udara

$$Q_{\text{udara}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{\text{in}} - T_{\text{out}})_{\text{oli}}$$

$$Q_{\text{udara}} = 0.5175 \cdot 1007.9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} (38.4 - 29) \text{ K}$$

$$Q_{\text{udara}} = 4856.46 \text{ Watt}$$

5. Menghitung Laju Alir Massa Sisi Oli

$$\begin{aligned}\dot{m}_o &= (\rho \cdot Q)_{oli} \\ \dot{m}_o &= 850.85 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.00033 \frac{m^3}{s} \\ \dot{m}_o &= 0.2836 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

6. Menghitung Besar Perpindahan Panas Aliran Oli

$$\begin{aligned}Q_{oli} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out})_{oli} \\ Q_{oli} &= 0.2836 \cdot 2030 \frac{J}{kgK} (65 - 57.2)K \\ Q_{oli} &= 5088.08 \text{ Watt}\end{aligned}$$

7. Menghitung Besar Deviasi Perpindahan Panas Aliran Oli dan Udara

$$\begin{aligned}D &= \left| \frac{Q_{udara} - Q_{oli}}{Q_{oli}} \right| \times 100\% \\ D &= \left| \frac{4856.46 - 5088.08}{5088.08} \right| \times 100\% \\ D &= 4.5\%\end{aligned}$$

8. Menghitung Luas Frontal (A_{fr})

$$\begin{aligned}A_{fr} &= \text{panjang core} \times \text{lebar core} \\ A_{fr} &= 0.5 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \\ A_{fr} &= 0.25 \text{ m}^2\end{aligned}$$

9. Menghitung luas free flow (A_{ff})

$$\begin{aligned}A_{ff} &= (N_f - 1)(P_f - t_f) \times (T_f - D_{to} \times N_T) \\ A_{ff} &= (84 - 1)(0.006 - 0.00033)m \times (0.5 - 0.012 \times 10)m \\ A_{ff} &= 0.1794 \text{ m}^2\end{aligned}$$

10. Menghitung bilangan sigma

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}}$$

$$\sigma = \frac{0.1794 \text{ m}^2}{0.25 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 0.5929$$

11. Menghitung luas fin total (A_f)

$$A_f = 2 \times N_f \times (T_f \times L_f - 0.25 \times \pi \times D_{to}^2 \times N_T \times N_L)$$

Dimana :

$$L_f = \text{Jumlah wacy} \times 2 \times ((0.00625)^2 + (0.002)^2)^{0.5}$$

$$L_f = 6 \times 2 \times 0.0065622 \text{ m}$$

$$L_f = 0.078746 \text{ m}$$

$$A_f = 2 \times 84 \times (0.5 \times 0.078746 \text{ m} - 0.25 \times 3.14 \times 0.012^2 \times 10 \times 3)$$

$$A_f = 6.0449784 \text{ m}^2$$

12. Menghitung luasan base total (A_b)

$$A_b = \pi \times D_{to} \times (P_f - t_f) \times (N_f - 1) \times N_T \times N_L$$

$$A_b = 3.14 \times 0.012 \times (0.006 - 0.00033) \times (84 - 1) \times 10 \times 3$$

$$A_b = 0.5338 \text{ m}^2$$

13. Menghitung luasan total (A_{total})

$$A_{total} = A_f + A_b$$

$$A_{total} = 6.0449784 + 0.5338$$

$$A_{total} = 6.5788 \text{ m}^2$$

14. Menghitung Diamater Hidrolis *Heat Exchanger*

$$D_h = \frac{4 \times L_f \times A_{ff}}{A_t}$$

$$D_h = \frac{4 \times 0.078746 \text{ m} \times 0.1794 \text{ m}^2}{6.5788 \text{ m}^2}$$

$$D_h = 0.0071 \text{ m}$$

15. Menghitung volume total (V_{total})

$$V_{total} = \text{Tinggi Fin} \times \text{Panjang Tube} \times L_f$$

$$V_{total} = 0.5 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \times 0.078746 \text{ m}$$

$$V_{total} = 0.0196866 \text{ m}^3$$

16. Menghitung luas fin per luas total

$$\text{Fin area per total area} = \frac{A_f}{A_{total}}$$

$$\text{Fin area per total area} = \frac{6.0449784 \text{ m}^2}{6.5788 \text{ m}^2} = 0.9188$$

17. Menghitung Luas Fin per luas total

$$\alpha = A_{total}/V_{total}$$

$$\alpha = 6.5788 \text{ m}^2/0.0196866 \text{ m}^3$$

$$\alpha = 334.237 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Menentukan Overall Heat Transfer Coefficient

- Menghitung UA Berdasarkan Pengujian

$$UA = \frac{q}{F \cdot \Delta T_{lmtD}}$$

F (fungsi dari gambar grafik 2.9)

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

$$P = \frac{38.4 - 29}{65 - 29}$$

$$P = 0.261$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

$$R = \frac{65 - 57.2}{38.4 - 29}$$

$$R = 0.829$$

$$F = 1$$

- Menghitung ΔT_{LMTD}

$$\Delta T_1 = T_{oil,in} - T_{udara,out}$$

$$\Delta T_1 = 65 - 38.4$$

$$\Delta T_1 = 26.6$$

$$\Delta T_2 = T_{oil,out} - T_{udara,in}$$

$$\Delta T_2 = 57.2 - 29$$

$$\Delta T_2 = 28.2$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left[\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \right]$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left[\frac{26.6 - 28.2}{\ln(26.6 / 28.2)} \right]$$

$$\Delta T_{LMTD} = 27.392$$

$$F. \Delta T_{LMTD} = 1.27.392$$

$$F. \Delta T_{LMTD} = 27.392$$

$$UA = \frac{5088.08 \text{ Watt}}{27.392 \text{ K}}$$

$$UA = 185.75 \text{ Watt/K}$$

- Menghitung V_{max}

$$V_{max} = V \cdot \frac{A_{fr}}{A_{ff}}$$

$$V_{max} = 3.6 \frac{m}{s} \times \frac{0.25 \text{ m}^2}{0.1794 \text{ m}^2}$$

$$V_{max} = 4.73 \text{ m/s}$$

- Menghitung G (*mass velocity maximum*) Udara

$$G = \frac{\rho \cdot V_{max}}{\sigma}$$

$$G = \frac{1.15 \frac{kg}{m^3} \cdot 4.73 \frac{m}{s}}{0.6}$$

$$G = 9.07 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

- Menghitung *Reynolds Number* Aliran Udara

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{G \cdot D_h}{\mu_k} \\ \text{Re} &= \frac{9.07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \cdot 0.0071 \text{ m}}{190 \times 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} \\ \text{Re} &= 3387,79 \text{ (Turbulen)} \end{aligned}$$

- Menghitung *J Colburn Factor*

$$\begin{aligned} J_H &= 0,14 \times \text{Re}^{-0,328} \times \left(\frac{ST}{SL}\right)^{-0,502} \times \left(\frac{S}{D_o}\right)^{0,0312} \\ J_H &= 0,14 \times 3387,9^{-0,328} \times \left(\frac{0,05}{0,025}\right)^{-0,502} \times \left(\frac{0,003}{0,012}\right)^{0,0312} \\ J_H &= 0,021 \end{aligned}$$

- Menghitung Koefisien Konveksi Sisi Udara

$$\begin{aligned} h_{\text{udara}} &= \frac{J_H \cdot G \cdot C_p}{Pr^{2/3}} \\ h_{\text{udara}} &= \frac{0,021 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \times 9.07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ \text{C}}}{0,706^{\frac{2}{3}}} \\ h_{\text{udara}} &= 57.136 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung *Reynolds Number* Aliran Oli

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{V \cdot D_i}{\nu} \\ \text{Re} &= \frac{0,32108 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,0115 \text{ m}}{0,00000079} \\ \text{Re} &= 467.395 \text{ (laminar)} \end{aligned}$$

- Menghitung *Nusselt Number* Aliran Oli

$$Nu_D = 1,953 \left(Pe \cdot \frac{D}{L} \right)^{1/3}$$

$$Nu_D = 1,953 \left(62598 \frac{0,010145}{0,5 \cdot 10} \right)^{1/3}$$

$$Nu_D = 9.801$$

- Menghitung Koefisien Konveksi Sisi Oli

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{9.801 \times 0,1288 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0,010145 m} = 124,43 W/m^2^{\circ}C$$

- Menghitung η_o

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{6,04 m}{6.5788 m^2} (1 - 0.92)$$

$$\eta_o = 0.932$$

- Menghitung UA

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{\eta_o \cdot h_o \cdot A_t}$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{124.43 \frac{Watt}{m^2^{\circ}C} \times 1.04 \times 10^{-3} m^2} + \frac{1}{0.932 \times 57,136 \frac{Watt}{m^2^{\circ}C} \times 6.58 m^2}$$

$$UA = 148,74 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Menentukan Q_{maks} 0.05

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}$$

$$C_h = \frac{0,28kg}{s} \cdot \frac{2050J}{kgK}$$

$$C_h = 652.31 \frac{Watt}{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}$$

$$C_c = 0,46 \frac{kg}{s} \cdot \frac{1007J}{kgK}$$

$$C_c = 516.6 \frac{Watt}{K}$$

$$C_h > C_c, \text{ Maka } q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$Q_{maks} = 516.64 \frac{Watt}{K} (65 - 29)$$

$$Q_{maks} = 18599.24 \text{ Watt}$$

Menghitung Capacity Ratio

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$$

$$C_r = \frac{516.64}{652.31}$$

$$C_r = 0,792$$

Menghitung Overall Heat Transfer Coefficient

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{185.75}{516.64}$$

$$NTU = 0,359$$

Menghitung Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{aktual}}}{Q_{\text{maksimum}}}$$

$$\varepsilon = \frac{5088,08}{18599.24}$$

$$\varepsilon = 0,273$$

Menghitung Pressure Drop

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f x \frac{A_t}{A_{\min}} x \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P = \frac{9.07^2 \text{ kg/m}^2 \text{ s}}{2 \times 1,154 \text{ kg/m}^3} \left[0,02 \times 44.38 \frac{1,154}{1,146} + (1 + (0.59)^2) \left(\frac{1,154 \text{ kg}}{1,146 \text{ m}^3} - 1 \right) \right]$$

$$\Delta P = 32.19 \text{ Pa}$$

Tabel 4.2 Hasil Perhitungan

No	Kec. Udara	Debit oli (L/min)	m udara (kg/s)	m oli (kg/s)	Re Udara	Re oli	Q Udara (Watt)	Q Oli (Watt)	Deviasi (%)	UA (Watt/C)	UA (Watt/C)
1	0,75	13	0,213145	0,184244	3392,659	303,80682	2320,15	2210,928	4,940138	83,21003	105,64
2		15,5	0,212771	0,21964		362,2312	2573,417	2597,244	0,917404	87,6855	111,8
3		20	0,212708	0,283288		467,3951	2615,54	2796,05	6,455919	101,2802	121,14
4	1,4	13	0,398919	0,184446	2638,735	303,80682	3618,632	3467,589	4,35585	129,1738	117,27
5		15,5	0,398511	0,219831		362,2312	3896,096	3875,629	0,528085	134,1245	124,62
6		20	0,398395	0,283489		467,3951	3975,265	4172,956	4,737414	151,55	136,78
7	1,8	13	0,513045	0,184601	1319,367	303,80682	4860,725	4430,429	9,712282	163,5558	126,37
8		15,5	0,512896	0,219959		362,2312	4652,527	4729,125	1,619695	172,6449	134,67
9		20	0,512596	0,283617		467,3951	4856,469	5088,088	4,552181	185,7494	148,74

NTU	Effectiveness	Cr
0,387332	0,28	0,583001
0,442137	0,3216	0,454129
0,472414	0,349	0,322037
0,350167	0,248	0,917483
0,355813	0,25	0,849825
0,37742	0,271	0,615839
0,438081	0,32441	0,713989
0,365067	0,29	0,914817
0,35953	0,273	0,792014

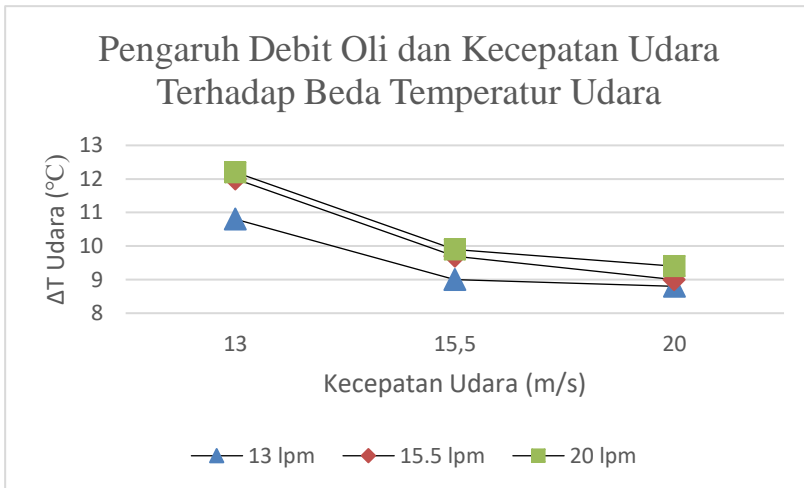
Pressure drop aliran udara (Pa)	
Perhitungan	Pengujian
11,39	10,00
22,01	20,00
32,19	30,00

4.3 Analisa Hasil Pengujian

Hasil perhitungan dari proses pengolahan data percobaan seperti terlampir pada tabel 4.2, digunakan untuk menyusun grafik, yang selanjutnya akan dihasilkan analisa sebagai berikut:

4.3.1 Analisa Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Udara

Analisa pengaruh debit oli dan kecepatan udara terhadap beda temperatur udara, disajikan grafik Gambar 4.1 dibawah ini.



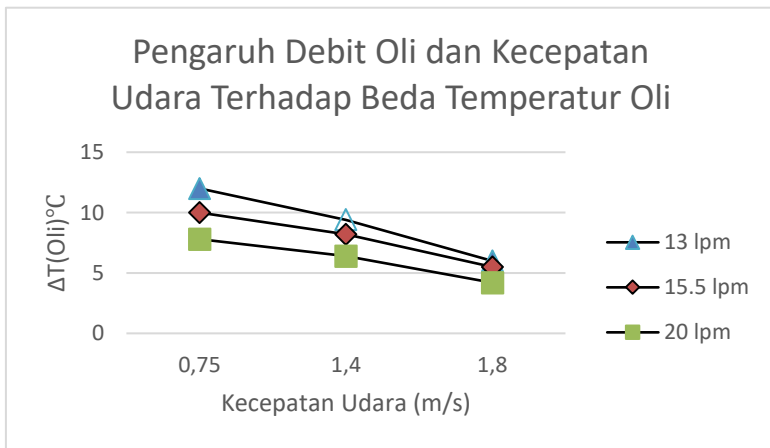
Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Udara

Dari gambar 4.1 dapat kita lihat grafik distribusi suhu dengan arah aliran berlawanan yaitu ditandai dengan arah penurunan suhu fluida panas dari sisi kiri menuju sisi kanan dan kenaikan suhu fluida dingin dari arah sisi kanan menuju sisi kiri. Fenomena itu menunjukkan bahwa dengan penambahan kecepatan udara maka beda temperatur udara akan mengalami penurunan.

Maka dari hasil perhitungan pada lampiran B, dapat dilihat bahwa dengan panas spesifik udara relatif konstan, kenaikan laju perpindahan panas udara seiring dengan kecepatan udara yang semakin tinggi jauh lebih kecil daripada kenaikan laju aliran massa udara. Dengan demikian dapat dipastikan bahwa beda temperatur udara akan mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya kecepatan udara.

4.3.2 Analisa Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Oli

Analisa pengaruh debit oli dan kecepatan udara terhadap beda temperatur air, disajikan dengan grafik dibawah ini.



Gambar 4.2 Pengaruh Debit Oli dan Kecepatan Udara Terhadap Beda Temperatur Oli

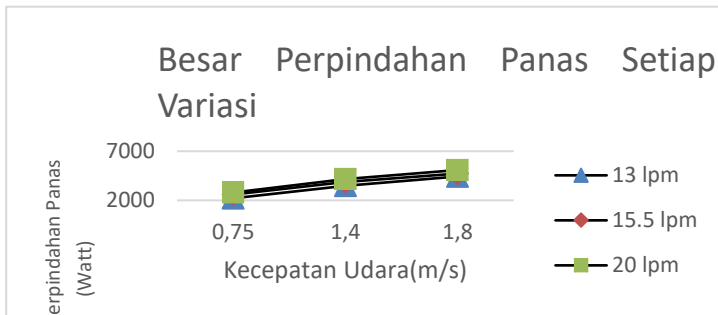
Pada Gambar 4.2 terlihat bahwa dengan penambahan kecepatan udara maka beda temperatur oli akan mengalami penurunan. Beda temperatur oli merupakan fungsi dari laju massa alir udara yang merupakan fungsi dari kecepatan udara. Akan tetapi tidak dapat langsung disimpulkan bahwa dengan kenaikan

kecepatan udara maka beda temperatur udara juga akan turun, penyebabnya karena ada faktor lain yang mempengaruhi seperti panas spesifik, laju alir massa oli, dan beda temperatur oli yang ikut mempengaruhi. Oleh karena itu terlebih dahulu harus dikaji satu-persatu faktor – faktor yang mempengaruhi sebagai berikut:

1. Panas spesifik oli dan udara diasumsikan konstan
2. Laju aliran massa oli adalah konstan karena analisa didasarkan pada kecepatan udara yang berubah.
3. Beda temperatur udara berdasarkan tren pada Gambar 4.1 mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan udara.

Melalui pengkajian faktor-faktor di atas, dapat dilihat bahwa beda temperatur merupakan fungsi dari beda temperatur air dan laju alir massa udara.

4.3.3 Analisa Besar Perpindahan Panas Setiap Variasi



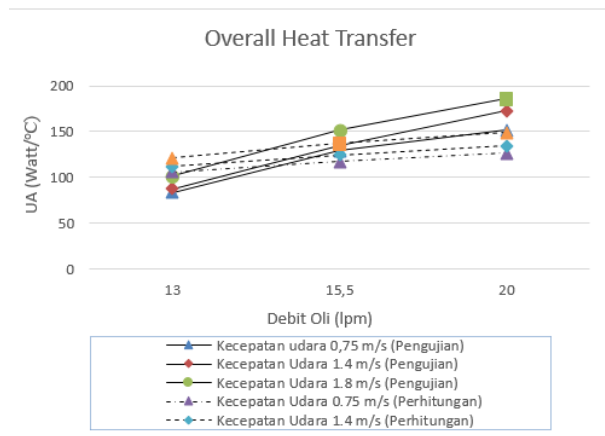
Gambar 4.3 Grafik Besar Perpindahan Panas Setiap Variasi

Pada gambar 4.3 perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi I yaitu sebesar 5088.09 watt. Variasi A menghasilkan besar perpindahan panas terkecil sebesar 2210.93 watt. *Trendline* dari setiap variasi debit oli tidak terlalu signifikan. Besar perpindahan panas terjadi signifikan apabila kecepatan udara meningkat.

Sesuai dengan persamaan 2.8, yakni perpindahan panas aliran didalam *tube* dipengaruhi oleh besar laju aliran massa fluida, kapasitas panas fluida, dan perubahan suhu antara suhu masuk dengan keluar. Semakin bertambahnya laju aliran massa maka besar perpindahan panasnya semakin tinggi. Kenaikan laju perpindahan panas terjadi karena semakin besar laju aliran oli, maka beda suhu rata-ratanya semakin merendah. Dari gambar 4.3 terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan fluida dingin maka besar perpindahan panas menjadi semakin besar dengan kenaikan yang signifikan. Hal ini menyatakan bahwa semakin besar kecepatan aliran fluida dingin maka semakin besar juga energi panas yang dipindahkan.

Kesimpulan yang dapat diambil dari gambar 4.3 adalah bahwa besar perpindahan panas sangat bergantung pada kecepatan aliran fluida dingin. Semakin besar kecepatan aliran fluida dingin maka semakin besar energi panas yang dapat dipindahkan.

4.3.4 Analisa Overall Heat Transfer Coefficient



Gambar 4.4 Grafik Overall Heat Transfer pada Setiap Variasi

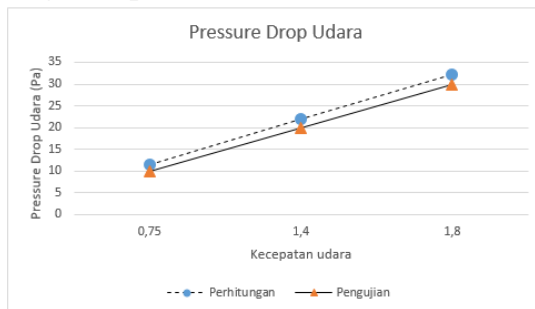
Pada gambar 4.4, Besar nilai *overall heat transfer coefficient* pengujian pada suatu luasan tertinggi didapat pada

variasi I yaitu sebesar 185.75 Watt/K dan besar nilai *overall heat transfer coefficient* perhitungan tertinggi pada suatu luasan didapat pada variasi yaitu sebesar 148.74 Watt/K. Kenaikan nilai *Overall Heat Transfer* pada suatu luasan terhadap kecepatan udara sangat signifikan dengan kenaikan rata-rata. Nilai *overall heat transfer coefficient* pada suatu luasan mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya debit oli.

Overall heat transfer coefficient pada suatu luasan dipengaruhi oleh besarnya perpindahan panas yang terjadi dan perbedaan suhu rata-rata fluida. Semakin besar perpindahan panas yang terjadi dan semakin rendah beda suhu rata-rata seiring dengan kenaikan laju aliran fluida.

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa semakin besar laju aliran panas dan dingin maka semakin besar nilai *overall heat transfer coefficient* pada suatu luasan yang didapatkan. Adanya perbedaan pada hasil *overall heat transfer coefficient* perhitungan dengan pengujian dikarenakan pada perhitungan tidak memperhatikan nilai tahanan termal dari faktor pengotor, ketebalan dinding *tube*, dan kontak penghubung antara *tube* dan *fin*.

4.3.5 Analisa Perbandingan Nilai *Pressure Drop* Perhitungan dengan Pengujian pada Aliran Udara



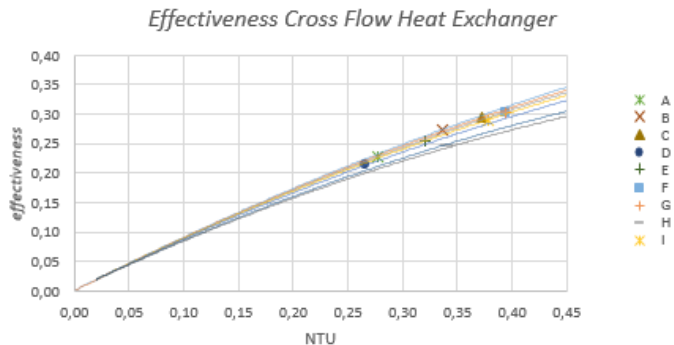
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan *Pressure Drop* Perhitungan dengan Pengujian pada Aliran Udara

Pressure drop pada aliran udara terjadi karena akibat adanya gesekan aliran dengan dinding penampang aliran dan perubahan luas penampang aliran secara tiba-tiba. Semakin besar kecepatan massa aliran udara maka menghasilkan nilai *pressure drop* yang besar. Nilai kecepatan udara, rasio *free flow area* dengan *frontal area*, dan koefisien gesek sangat berpengaruh pada nilai *pressure drop* aliran udara.

Pada gambar 4.5 besar *pressure drop* pada aliran udara meningkat seiring dengan bertambahnya nilai kecepatan udara. Terdapat selisih nilai *pressure drop* antara hasil pengujian dengan perhitungan pada setiap variasi.

Perbedaan nilai besar *pressure drop* perhitungan yang lebih tinggi dari pengujian dikarenakan kekasaran pada sambungan *duct* aliran udara. Pada dasarnya grafik seharusnya tidak menunjukkan trendline yang linear, melainkan parabolik, untuk itu diperlukan titik pengambilan data dan variasi yang lebih banyak agar data yang diolah lebih akurat.

4.3.6 Analisis *Effectiveness* terhadap fungsi *Number of Transfer Unit* (NTU) dan *Capacity Ratio* (Cr).



Gambar 4.6 Grafik *Effectiveness* Sebagai fungsi NTU dan *Capacity Ratio*

Salah satu parameter penting untuk menentukan unjuk kerja alat penukar panas adalah *Effectiveness* yang memiliki arti laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimal. Perpindahan panas aktual adalah laju perpindahan panas fluida panas yang mengalir didalam *tube* berpindah ke udara sebagai fluida pendingin. Sedangkan perpindahan panas maksimal adalah kemampuan maksimal suatu *heat exchanger* untuk melepaskan energi panas.

Pada gambar 4.6, dengan bertambahnya nilai *capacity ratio* menjadikan beberapa nilai *NTU* memiliki *trendline* yang cenderung menurun. Dari grafik juga dapat dilihat bahwa jika nilai *capacity ratio* turun maka *effectiveness* meningkat pada nilai *NTU* yang sama. *Capacity ratio* adalah perbandingan antara kapasitas minimum (fluida udara) dengan kapasitas panas maksimum (fluida oli). Peningkatan harga *effectiveness* sebuah *heat exchanger* dapat ditinjau dari *capacity ratio* dan *number of unit transfer* Untuk mendapatkan *effectiveness* tertinggi maka nilai perpindahan panas yang terjadi harus mendekati nilai besar perpindahan maksimum. Jika didapatkan nilai *NTU* yang tinggi maka akan didapatkan nilai *effectiveness* yang tinggi pula pada nilai *capacity ratio* yang sama.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Sesuai pembahasan bab sebelumnya, maka dapat disimpulkan beberapa hal berikut ini:

1. Peningkatan debit oli pada kecepatan udara yang konstan menghasilkan peningkatan laju perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas konveksi.
2. Peningkatan kecepatan udara pada debit oli yang konstan menghasilkan peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas.
3. Variasi debit oli 20 lpm dengan kecepatan udara 3.6 m/s menghasilkan laju perpindahan panas terbesar sebesar 5.08 KW, *pressure drop* untuk udara terbesar 30 Pa, serta *effectiveness* maksimum sebesar 0.362.

5.2 Saran

Saran penulis dalam penelitian ini adalah:

1. Diharapkan adanya penelitian selanjutnya untuk menguji model *Compact Heat Exchanger* lainnya agar dapat dibandingkan performanya.
2. Untuk pengukuran temperatur oli sedapat mungkin dibuat dengan cara melubangi *header Compact Heat Exchanger* untuk mendapatkan temperatur oli sebenarnya.
3. Titik pengukuran suhu oli dan udara juga titik pengukuran *pressure drop* agar lebih diperbanyak untuk mendapatkan data yang lebih akurat dalam pengolahan datanya.

DAFTAR PUSTAKA

- Bejan, A.** 1993. *Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons, Inc
- Cengel, Y.A.** 1998. *Heat Transfer a Practical Approach*. New York: Mc Graw-Hill
- D. Perira, Justin.** 2011. “*Wind Tunnels : Aerodynamics, Model and Experiments*”. New York: Nova Science Publishers, Inc.
- Kakac, Sadic and Hongtan Liu.** 2004. “*Heat Exchanger : Desain, Selection and Thermal Design*”. Washington, D.C: CRC Press
- Kays, W.M and London A.L.** 1984. *Compact Heat Exchanger* 2nd edition. New York: Mc Graw Hill
- Incropera, FrankP. And David P. Dewit.** 1999. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Fourth Edition. New York: John Willey & Sons Co
- Sigit Setyo Widodo.** 2007. *Studi Eksperimental Pengaruh Pitch Fin dan Karakteristik Perpindahan Panas Wavy Finned – Staggered Tube Compact Heat Exchanger*. Tugas Akhir. Teknik Mesin ITS: Surabaya
- Wahyudi, Durajad.** 2010. *Studi Eksperimental Uji Untuk Unjuk Kerja Radiator Sepeda Motor (Studi Kasus Yamaha Jupiter MX)*. Tugas Akhir. Teknik Mesin ITS: Surabaya

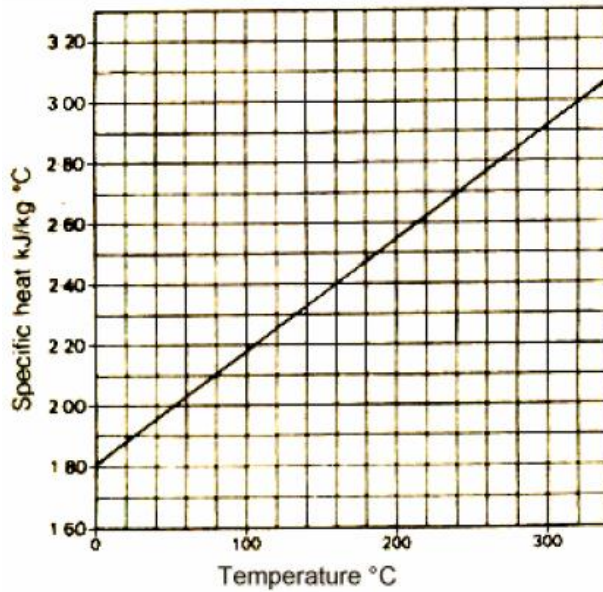
LAMPIRAN

Tabel 1 Spesifikasi Compact Heat Exchanger

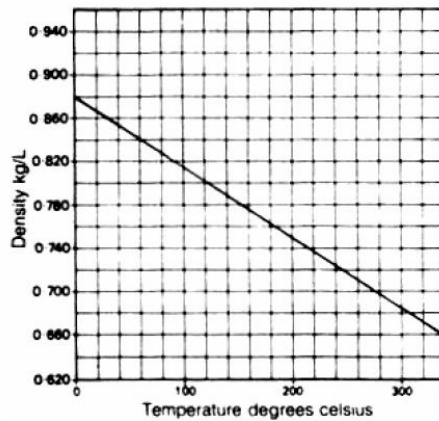
No	Spesifikasi	Keterangan
1	Manufacturing No	TC06-015/3.1
1	Tekanan maksimum yang diizinkan	32 bar
2	Temperatur maksimum yang diizinkan	100°C
3	Temperatur minimum yang diizinkan	50°C
4	Test Pressure	35 bar
5	Test Medium	Air Pressure

Tabel 2 Spesifikasi Oli Agip Alaria 3 HT

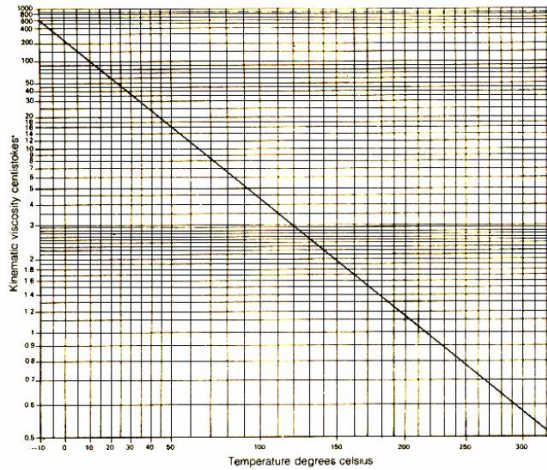
AGIP ALARIA (typical values)	Satuan	2	3	3HT	7
viscosity at 40°C	mm ² /s	16	31,3	30,4	95,3
viscosity at 100°C	mm ² /s	3,3	5,3	5,3	10,9
viscosity index		105	103	107	97
flash point P.M	°C	194	206	218	230
flash point c.o.c	°C	210	216	230	252
pour point	°C	-12	-9	-12	-9
neutralization number	mg KOH/g	≤0,03	≤0,03	≤0,03	≤0,03
conradson carbon residue	%p	0,01	0,019	0,018	0,097
copper corrosion (3h at 150°C)		1	1	1	1
dilatation coefficient	m ³ /°C	0,00067	0,00066	0,00066	0,064
volumic mass	kg/m ³	856	870	860	889



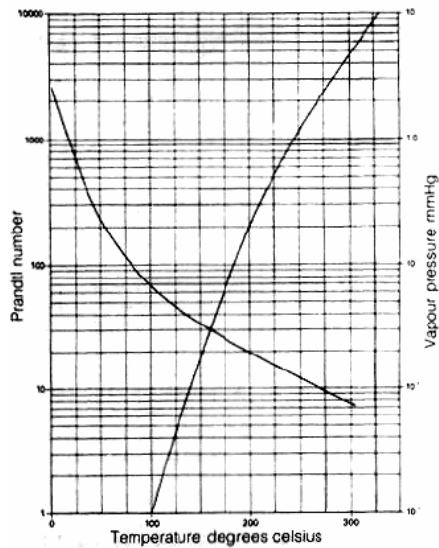
Gambar A.1 Grafik spesifik heat oli Agip Alaria 3-HT



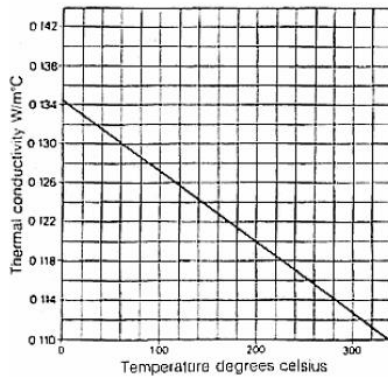
Gambar A.2 Grafik Massa Jenis oli Agip Alaria 3-HT terhadap suhu



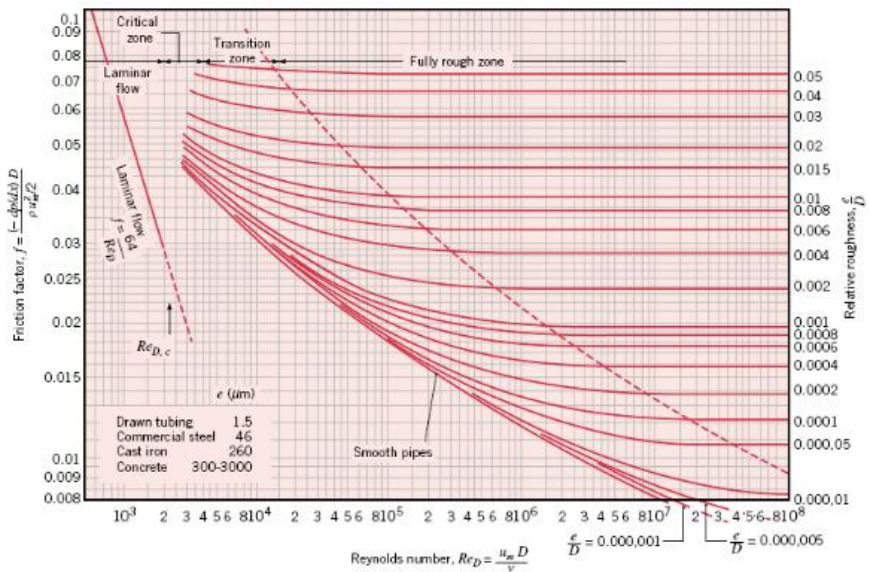
Gambar A.3 Grafik Viskositas Kinematik oli Agip Alaria 3-HT terhadap suhu



Gambar A.4 Grafik *Prandl Number* oli Agip Alaria 3-HT terhadap suhu

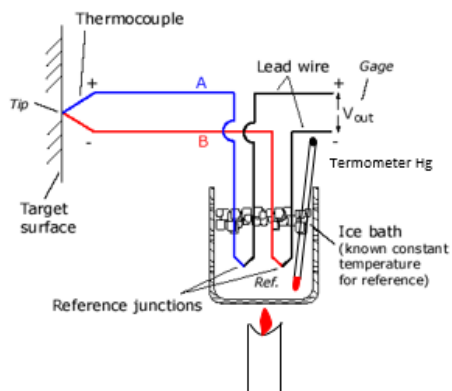


Gambar A.5 Grafik konduktivitas termal oli Agip Alaria 3-HT terhadap suhu



Gambar A.6 Moody Diagram

Kalibrasi Termokopel



Gambar A.7 Kalibrasi Termokopel

Tabel A.3 Data Kalibrasi Termokopel tipe K

True Temperature (Termometer Hg) (°C)	Pembacaan Termokopel Tipe K (°C)	Deviasi	Toleransi Output Termokopel Tipe K	Ket
0	1,5	1,5	± 2.2 (°C)	✓
20	20,25	0,25	± 2.2 (°C)	✓
40	40,5	0,5	± 2.2 (°C)	✓
60	60,25	0,25	± 2.2 (°C)	✓
80	80,5	0,5	± 2.2 (°C)	✓
100	101	1	± 2.2 (°C)	✓

Tabel A.4 Geometri *Compact Heat Exchanger Wavy Fin*

No	Besaran	Simbol	Nilai	Satuan
1	Diameter luar tube	D_o	0.012	m
2	Diameter dalam tube	D_i	0.0115	m
3	Tinggi fin	T_f	500	mm
4	Tebal sirip	t_f	0.33	mm
5	Pitch Fin	P_f	6	mm
6	Jumlah tube Transversal	N_T	10	buah
7	Jumlah tube longitudinal	N_L	3	buah
8	Jarak antar tube transversal	S_T	0.05	m
9	Jarak antar tube longitudinal	S_L	0.025	m
10	Jumlah fin	N_f	84	buah
11	Jumlah tube	N_{tube}	30	buah
12	Diameter Hydraulic	D_h	0.0071	m
13	Efisiensi Fin	η_f	0.92	
13	Free Flow Area/Frontal Flow Area	σ	0.5929	
14	Heat transfer area / Total Volume	A/V	334.2374	m^2/m^3

Tabel A.5 Properties Udara

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

BIODATA PENULIS



Ridho Rayendra lahir di Pekanbaru pada tanggal 26 April 1993. Anak pertama dari dua bersaudara. Menempuh Sekolah Dasar di SD Islam As-Shofa Pekanbaru kemudian melanjutkan sekolah di SLTP Islam As-Shofa Pekanbaru. Tahun 2008 melanjutkan pendidikan di SMAN 8 Pekanbaru. Pada tahun 2011 mengambil kuliah di Jurusan Teknik Mesin-ITS. Saat kuliah di Teknik Mesin ITS penulis banyak aktif dalam organisasi Jurusan Teknik Mesin maupun di luar Institut. Penulis pernah menjabat sebagai kabiro kominfo HMM periode 2013 – 2014. Penulis juga aktif di berbagai *event* Teknik Mesin ITS seperti IEMC 2013, Mechanical city dsb. Semasa kuliah, penulis ingin mempelajari semua ilmu, namun pada akhirnya penulis memutuskan untuk memperdalam ilmu perpindahan panas. Penulis berharap suatu saat nanti dengan ilmu yang didapat dari kampus ini akan menjadikan penulis sebagai orang yang berguna bagi masyarakat.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email berikut edhorayen@gmail.com